

**Universidade Federal de São Carlos  
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica**

**Projeto de Monografia**

**PROJETO DE ELEMENTOS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO COM UM  
EIXO DE ENTRADA E DOIS DE SAÍDA PARA O PROTÓTIPO DO  
VEÍCULO DA EQUIPE BAJA UFSCAR**

**Orientador:  
Mariano Eduardo Moreno**

**Aluno:  
Lucas Henrique da Silva Bispo**



São Carlos - SP – 2023

**Lucas Henrique da Silva Bispo**

**PROJETO DE ELEMENTOS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO COM UM  
EIXO DE ENTRADA E DOIS DE SAÍDA PARA O PROTÓTIPO DO  
VEÍCULO DA EQUIPE BAJA UFSCAR**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos, para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mariano Eduardo Moreno

**Universidade Federal de São Carlos  
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica**

**Projeto de Monografia**

**PROJETO DE ELEMENTOS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO COM UM  
EIXO DE ENTRADA E DOIS DE SAÍDA PARA O PROTÓTIPO DO  
VEÍCULO DA EQUIPE BAJA UFSCAR**

---

Mariano Eduardo Moreno  
**Assinatura do Orientador**

---

Lucas Henrique da Silva Bispo  
**Assinatura do Aluno**

Silva Bispo, Lucas Henrique da

Projeto de elementos de uma caixa de redução com um eixo de entrada e dois de saída para o protótipo do veículo da equipe Baja UFSCar / Lucas Henrique da Silva Bispo -- 2023.

99f.

TCC (Graduação) - Universidade Federal de São Carlos, campus São Carlos, São Carlos

Orientador (a): Mariano Eduardo Moreno

Banca Examinadora: Alexandre Tácito Malavolta, Sérgio Henrique Evangelista

Bibliografia

1. Transmissão 4x4. 2. Caixa de redução. 3. Projeto mecânico. I. Silva Bispo, Lucas Henrique da. II. Título.

Ficha catalográfica desenvolvida pela Secretaria Geral de Informática (SIn)

DADOS FORNECIDOS PELO AUTOR

Bibliotecário responsável: Ronildo Santos Prado - CRB/8 7325



FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET

Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905

Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 12/2023/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso

Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

FOLHA DE APROVAÇÃO

LUCAS HENRIQUE DA SILVA BISPO

PROJETO DE ELEMENTOS DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO COM UM EIXO DE ENTRADA E DOIS DE SAÍDA PARA O PROTÓTIPO DO VEÍCULO DA EQUIPE BAJA UFSCAR

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos

São Carlos, 30 de março de 2023

ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Mariano Eduardo Moreno
Membro da Banca 1	Sérgio Henrique Evangelista
Membro da Banca 2	Alexandre Tácito Malavolta



Documento assinado eletronicamente por **Mariano Eduardo Moreno, Docente**, em 30/03/2023, às 17:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Sérgio Henrique Evangelista, Docente**, em 30/03/2023, às 17:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Tácito Malavolta, Docente**, em 30/03/2023, às 17:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **0985480** e o código CRC **B3F8562E**.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus por ter me dado saúde e força para superar todas as dificuldades enfrentadas no caminho. Sou muito grato por nunca ter me abandonado, sem Ele nada disso teria acontecido.

Agradeço aos meus pais Djalma de Souza Bispo e Jédma Borges da Silva Bispo e a minha irmã Láiza Vitória da Silva Bispo, que são a minha base, que desde sempre estiveram comigo, apoiando todas as minhas decisões. Eles fizeram, fazem e sei que farão de tudo para a minha felicidade e o meu bem-estar, sem eles nada disso teria acontecido.

Quero agradecer à minha namorada Aline Esther Moretto Carbinatto que sempre esteve ao meu lado, que sempre me auxiliou e me motivou a continuar, sempre esteve disposta a me ajudar e sempre me fez companhia em todos os momentos, até mesmo nas longas noites de estudos, sem ela nada disso teria acontecido.

Sou grato pelos meus amigos Emanuel, Guilherme Bispo, Cleber, Gabriel Bomfim e Frank por estarem presentes em praticamente toda a minha trajetória na universidade. Foram e são amigos para qualquer situação, compartilhamos alegrias e aflições, sem eles nada disso teria acontecido.

Ao Prof. Dr. Mariano Eduardo Moreno por todo auxílio na realização de cada etapa deste projeto, por ensinar com maestria a teoria e me apresentar soluções práticas e interessantes, além de estimular a criatividade e interesse em aprender, sem ele nada disso teria acontecido.

E por fim, agradeço à equipe Baja UFSCar, a qual fiz parte por 4 anos e meio, e que fará parte da minha vida para sempre. Aprendi muita coisa nesse período e fiz amizades especiais que com certeza levarei comigo para sempre. Proporcionou-me momentos que nunca esquecerei, sem ela nada disso teria acontecido.

*“A persistência é o menor caminho do êxito”.*  
*(Charles Chaplin)*

## RESUMO

BISPO, L. H. S.; **Projeto de elementos de uma caixa de redução com um eixo de entrada e dois de saída para o protótipo do veículo da equipe Baja UFSCar**. 2023. 93 p. Trabalho de conclusão de curso – Engenharia mecânica, Universidade federal de São Carlos, São Carlos, 2023.

A utilização de um sistema 4wd em um veículo *off road* é de extrema importância para superar terrenos desafiadores e transpor obstáculos. Dessa forma, a implementação de um modelo 4x4 no protótipo da equipe Baja UFSCar pode desempenhar um papel importante na evolução do projeto. Entretanto, o motor utilizado nas competições Baja SAE Brasil possui uma baixa potência e sabendo que o intuito do projeto é estimular a criatividade e desenvolvimento dos alunos, foram analisados os possíveis tipos de transmissão que pudessem adaptar o veículo para o sistema 4x4, de modo que o fator importante para decisão foi a possibilidade de manufatura pelos próprios alunos. O presente trabalho tem como objetivo o projeto dos elementos diretamente envolvidos na transmissão de potência de uma caixa de redução fixa para o protótipo veicular da equipe Baja UFSCar, de forma que viabilize a transferência de potência dos motores para as quatro rodas. Foram utilizadas metodologias expostas nos livros sobre projeto de elementos de máquinas para dimensionamento dos eixos, engrenagens cilíndricas e cônicas, por serem referências consagradas no assunto. O projeto da nova caixa de engrenagens foi baseado em ter rendimento mínimo de 85%, tolerância de  $\pm 0,6\%$  para a redução real em relação a nominal desejada, para ambos os eixos de saída e permitir uma avaliação do impacto do aumento de massa dos componentes da caixa de redução do sistema 4x2 ao se passar para o sistema 4x4.

**Palavras chaves:** Transmissão 4x4; projeto mecânico, caixa de redução; eixos; engrenagens cônicas; engrenagens cilíndricas.

## **ABSTRACT**

**BISPO, L. H. S.; Design of elements of a reduction box with one input shaft and two output for the prototype of the Baja UFSCar team vehicle.** 2023. 93 p. Trabalho de conclusão de curso – Engenharia mecânica, Universidade federal de São Carlos, São Carlos, 2023.

*Using a 4wd system in an off road vehicle is of utmost importance to overcome challenging terrain and overcome obstacles. Thus, the implementation of a 4x4 model in the Baja UFSCar team prototype can play an important role in the evolution of the project. However, the engine used in the Baja SAE Brasil competitions has a low power and knowing that the purpose of the project is to stimulate creativity and development of the students, the possible types of transmission that could adapt the vehicle to the 4x4 system were analyzed, so that the important factor for decision was the possibility of manufacturing by the students themselves. The present work aims to design the elements directly involved in the transmission of power from a fixed reduction box for the vehicle prototype of the Baja UFSCar team, so that it enables the transfer of power from the engines to the four wheels. Methodologies exposed in the books on the design of machine elements for shaft sizing, cylindrical and bevel gears will be used, because they are references enshrined in the subject. The design of the new gearbox was based on having minimum yield of 85%, a tolerance of  $\pm 0.6\%$  for the actual reduction compared to the desired nominal, for both output axes and allow an assessment of the impact of the mass increase of the 4x2 system when moving to the 4x4 system.*

**Keywords:** *4x4 transmission; mechanical design, reduction box; Axes; conical gears; cylindrical gears.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Logo SAE Brasil.....	20
Figura 2 - Protótipo da equipe Baja UFSCar.....	21
Figura 3 – Exemplo de falha por fadiga em eixo com rasgo de chaveta.....	27
Figura 4 - Tipos de carregamentos cíclicos .....	28
Figura 5 - Diagrama S-N .....	30
Figura 6 - Diagrama de Goodman para tensões alternada e média independentes .....	31
Figura 7 - Estimativa de módulo para determinadas rotações e potências .....	36
Figura 8 - Estimativa das relações de transmissões parciais .....	37
Figura 9 - Diagramas de corpo livre de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos....	39
Figura 10 - Diagrama de corpo livre do pinhão.....	39
Figura 11 - Determinação do fator geométrico $J$ de engrenagens cilíndricas de dentes retos..	42
Figura 12 - Fatores de distribuição de carregamento .....	43
Figura 13 - Fatores de tamanho .....	45
Figura 14 - Parâmetros para o fator $K_b$ .....	45
Figura 15 - Fator de resistência à flexão $K_l$ .....	48
Figura 16 - Fator de resistência à flexão $C_l$ .....	50
Figura 17 - Acabamento superficial para alguns processos de fabricação .....	51
Figura 18 - Geometria e nomenclatura da engrenagem cônica .....	53
Figura 19 - Determinação do fator geométrico $Y_j$ de engrenagens cônicas .....	55
Figura 20 - Determinação do fator geométrico $Z_l$ de engrenagens cônicas .....	56
Figura 21 - Fator de ciclagem $Y_{NT}$ .....	58
Figura 22 - Curvas de torque e potência do motor .....	60
Figura 23 - Dimensões principais da <i>CVTech</i> em mm .....	61
Figura 24 - Esquemático da prova de tração .....	62
Figura 25 - Esquema adotado para o projeto.....	64
Figura 26 – Representação simplificada da caixa da solução escolhida no veículo.....	65
Figura 27 - Dimensões utilizadas para o alívio da alma das engrenagens .....	69
Figura 28 - Diagramas de corpos livres dos eixos.....	72
Figura 29 - Representação das forças devido a correia .....	73
Figura 30 - Representação das forças devido à correia .....	75
Figura 31 - Croquis dos eixos para determinação dos pontos críticos .....	76
Figura 32 - Representação do modelo utilizado para montagem das engrenagens cônicas .....	77

Figura 33 - Solução utilizada para diminuir o concentrador de tensão do Eixo 1.....	78
Figura 34 - Croqui da segunda iteração do Eixo 1 .....	78
Figura 35 - Diagramas do Eixo 1 .....	85
Figura 36 - Diagramas do Eixo 2 .....	86
Figura 37 - Diagramas do Eixo 3 .....	87
Figura 38 - Diagramas do Eixo 4 .....	88
Figura 39 - Representação da montagem final .....	95
Figura 40 - Representação isométrica da montagem final .....	96

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes para a equação do fator de superfície .....	29
Tabela 2 - Fatores de confiabilidade .....	30
Tabela 3 - Constante de Neuber para aços .....	34
Tabela 4 - Módulos padronizados segundo a norma DIN 780 .....	35
Tabela 5 - Fatores de carga.....	43
Tabela 6 - Fatores $Q_v$ para determinadas aplicações.....	44
Tabela 7 - Fator de confiabilidade.....	49
Tabela 8 - Especificações da <i>CVTech</i> .....	61
Tabela 9 - Comparação entre os sistemas de transmissão.....	63
Tabela 10 - Potências em cada eixo.....	66
Tabela 11 – Parâmetros de vida das engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	68
Tabela 12 - Parâmetros de vida das engrenagens cônicas .....	70
Tabela 13 - Distâncias entre os pontos dos eixos .....	71
Tabela 14 - Seções de correias em V padronizadas.....	73
Tabela 15 - Coeficientes de segurança iniciais do primeiro par de engrenagens .....	79
Tabela 16 – Coeficientes de segurança finais do primeiro par de engrenagens .....	80
Tabela 17 - Coeficientes de segurança iniciais do segundo par de engrenagens .....	81
Tabela 18 - Coeficientes de segurança finais do segundo par de engrenagens .....	81
Tabela 19 - Coeficientes de segurança iniciais do terceiro par de engrenagens.....	82
Tabela 20 - Coeficientes de segurança finais do terceiro par de engrenagens .....	83
Tabela 21 - Forças nos eixos .....	84
Tabela 22 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 1 .....	89
Tabela 23 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 2 .....	90
Tabela 24 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 3 .....	91
Tabela 25 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 4 .....	92
Tabela 26 - Resultados do dimensionamento do Eixo 1 .....	93
Tabela 27 - Resultados do dimensionamento dos Eixos 2, 3 e 4.....	94
Tabela 28 - Comparação de massa dos elementos de transmissão.....	96

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\sigma_{méd}$	-	Tensão normal média
$\sigma_{alt}$	-	Tensão normal alternada
$\tau_{méd}$	-	Tensão de cisalhamento média
$\tau_{alt}$	-	Tensão de cisalhamento alternada
$\sigma_{máx}$	-	Tensão normal máxima
$\sigma_{mín}$	-	Tensão normal mínima
$\tau_{máx}$	-	Tensão de cisalhamento máxima
$\tau_{mín}$	-	Tensão de cisalhamento mínima
$S'_e$	-	Limite de resistência à fadiga
$S_e$	-	Limite de resistência à fadiga corrigido
$C_{load}$	-	Coefficiente de carregamento
$C_{size}$	-	Coefficiente de tamanho
$C_{surf}$	-	Coefficiente de superfície
$C_{temp}$	-	Coefficiente de temperatura
$C_{reliab}$	-	Coefficiente de confiabilidade
$C_{other}$	-	Coefficiente de outros aspectos
$d$	-	Diâmetro primitivo
$A_{surf}$	-	Coefficiente A do acabamento superficial
$b_{surf}$	-	Coefficiente B do acabamento superficial
$S_{ut}$	-	Limite de resistência à tração
$T$	-	Temperatura
$S_m$	-	Resistência do material para $10^3$ ciclos
$S_y$	-	Limite de escoamento do material
$\sigma_{norm.0}$	-	Tensão normal devido o carregamento axial
$\tau_{cort.0}$	-	Tensão de cisalhamento devido carregamento transversal
$\sigma_{mom.0}$	-	Tensão normal devido o momento fletor
$\tau_{torq.0}$	-	Tensão de cisalhamento devido momento torsor
$N$	-	Força normal
$V$	-	Força cortante
$M$	-	Momento fletor
$T$	-	Torque
$A_i$	-	Área
$I$	-	Momento de inércia
$J$	-	Momento de inércia polar
$c$	-	Distância do ponto até a linha neutra
$\sigma_{norm.máx}$	-	Tensão normal máxima devido o carregamento axial
$\tau_{cort.máx}$	-	Tensão de cisalhamento máxima devido carregamento transversal
$\sigma_{mom.máx}$	-	Tensão normal máxima devido o momento fletor
$\tau_{torq.máx}$	-	Tensão de cisalhamento máxima devido momento torsor

$K_t$	-	Concentrador de tensão para tensões normais
$K_{tS}$	-	Concentrador de tensão para tensões de cisalhamento
$K_f$	-	Concentrador de tensão para tensões normais dinâmicas
$K_{fS}$	-	Concentrador de tensão para tensões de cisalhamento dinâmicas
$q$	-	Fator de sensibilidade ao entalhe
$\sqrt{a}$	-	Constante de Neuber
$\sqrt{r}$	-	Raio do entalhe
$N_f$	-	Fator de segurança devido à fadiga
$\sigma'_a$	-	Tensão normal alternada equivalente
$\sigma'_m$	-	Tensão normal média equivalente
$\tau'_a$	-	Tensão de cisalhamento alternada equivalente
$\tau'_m$	-	Tensão de cisalhamento média equivalente
$v$	-	Velocidade tangencial
$r$	-	Raio primitivo
$\omega$	-	Velocidade angular
$n$	-	Rotação
$i$	-	Relação de transmissão
$\tau$	-	Inverso da relação de transmissão
$m$	-	Módulo transversal
$N$	-	Número de dentes
$u_i$	-	Relação de transmissão parcial
$\eta$	-	Rendimento
$H$	-	Potência
$W_t$	-	Força tangencial
$W_r$	-	Força radial
$W_a$	-	Força axial
$\phi$	-	Ângulo de pressão
$W$	-	Força resultante
$\sigma_b$	-	Tensão de flexão para engrenagens as cilíndricas
$p_d$	-	Passo diametral
$F$	-	Largura de face das engrenagens cilíndricas
$Y$	-	Fator adimensional da geometria
$K_a, C_a$	-	Coefficiente de correção da aplicação de carregamento
$K_m, C_m$	-	Coefficiente de correção da distribuição de carregamento
$K_v, C_v$	-	Coefficiente de correção da velocidade tangencial
$K_s, C_s$	-	Coefficiente de correção ao tamanho
$K_B$	-	Coefficiente de correção aos alívios de massa da alma
$K_I$	-	Coefficiente de correção para o efeito de engrenagens intermediárias
$Q_v$	-	Qualidade de engrenamento
$A_v$	-	Coefficiente A da velocidade tangencial
$B_v$	-	Coefficiente B da velocidade tangencial

$m_b$	-	Razão de recuo
$t_R$	-	Espessura da borda
$h_t$	-	Profundidade total do dente
$\sigma_c$	-	Tensão de superfície para as engrenagens cilíndricas
$C_p$	-	Coefficiente de correção da diferença dos materiais
$C_f$	-	Coefficiente de correção devido o acabamento superficial
$\rho$	-	Raio de curvatura dos dentes do pinhão
$C$	-	Distância entre centros
$x_p$	-	Coefficiente do adendo do pinhão
$E$	-	Módulo de elasticidade
$\nu$	-	Coefficiente de Poisson
$S_{fb}$	-	Resistência à fadiga de flexão das engrenagens cilíndricas
$K_L$	-	Coefficiente de correção da vida
$K_T, C_T$	-	Coefficiente de correção da temperatura
$K_R, C_R$	-	Coefficiente de correção da confiabilidade
$S'_{fb}$	-	Resistência à fadiga de flexão publicada pela <i>AGMA</i>
$S_{fc}$	-	Resistência à fadiga de superfície
$C_L$	-	Coefficiente de correção da vida
$C_H$	-	Coefficiente de correção da razão de dureza
$HB$	-	Dureza Brinell do componente
$A_H$	-	Coefficiente A da razão de dureza
$B_H$	-	Coefficiente B da razão de dureza
$R_q$	-	Rugosidade média quadrática
$R_a$	-	Rugosidade média
$N_{fb}$	-	Coefficiente de segurança devido à fadiga de flexão
$N_{fc}, N_H$	-	Coefficiente de segurança devido à fadiga de superfície
$\delta$	-	Ângulo de cone
$b$	-	Largura de face das engrenagens cônicas
$R_a$	-	Geratriz
$d_m$	-	Diâmetro médio
$\sigma_F$	-	Tensão de flexão para as engrenagens cônicas
$m_{et}$	-	Módulo transversal externo
$Y_x$	-	Fator de tamanho para flexão
$K_{H\beta}$	-	Fator de distribuição de carga
$Y_\beta$	-	Fator de curvatura
$Y_j, Z_I$	-	Fator geométrico
$K_{mb}$	-	Coefficiente de montagem das engrenagens cônicas
$\sigma_H$	-	Tensão de superfície para as engrenagens cônicas
$Z_E$	-	Coefficiente elástico
$Z_X$	-	Fator de tamanho
$Z_{XC}$	-	Fator de coroamento

$\sigma_{FP}$	- Resistência à fadiga de flexão das engrenagens cônicas
$Y_{NT}, Z_{NT}$	- Fator de ciclagem de tensão
$K_{\theta}$	- Fator de temperatura
$Y_Z$	- Fator de confiabilidade
$\sigma_{HP}$	- Resistência à fadiga de superfície das engrenagens cônicas
$Z_W$	- Fator de razão de dureza
$n_L$	- Vida em ciclos
$R_{a2}$	- Dureza superficial
$\eta_{ECDR}$	- Rendimento teórico de engrenagens cilíndricas de dentes retos
$\eta_{EC\delta n}$	- Rendimento teórico de engrenagens cônicas
$\eta_{mancal}$	- Rendimento teórico de um par de mancais de deslizamento
$\eta_{CVT}$	- Rendimento teórico da <i>CVT</i>
$l$	- Largura de face do cubo
$x$	- Coeficiente para o tipo de união eixo-cubo

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	20
1.1	Contexto .....	20
1.2	Justificativas .....	21
1.3	Objetivos .....	22
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	23
2.1	Sistemas de transmissão .....	23
2.1.1	Transmissão por correia.....	23
2.1.2	Transmissão por corrente.....	24
2.1.3	Transmissão por engrenagens.....	24
2.1.3.1	Engrenagens cilíndricas de dentes retos .....	25
2.1.3.2	Engrenagens helicoidais .....	25
2.1.3.3	Engrenagens cônicas.....	26
2.2	Falha por fadiga.....	27
2.2.1	Carregamentos em máquinas rotativas .....	28
2.2.2	Limite teórico de resistência à fadiga .....	28
2.2.3	Diagrama S-N .....	30
2.2.4	Critério de Goodman .....	31
2.2.5	Carregamentos cíclicos nominais .....	32
2.2.6	Entalhes e concentração de tensões .....	33
2.2.7	Sensibilidade ao entalhe .....	33
2.2.8	Fator de segurança .....	34
2.3	Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos .....	34
2.3.1	Relação fundamental das engrenagens .....	34
2.3.2	Módulo normal .....	35
2.3.3	Redutor de eixos paralelos.....	36
2.3.4	Rendimentos em transmissão por engrenagens .....	37

2.3.5	Análise de forças.....	38
2.3.6	Análise de tensões.....	40
2.3.7	Tensão de flexão .....	41
2.3.8	Tensão de superfície .....	46
2.3.9	Resistência à fadiga de flexão.....	47
2.3.10	Resistência à fadiga de superfície.....	49
2.3.11	Coeficiente de segurança quanto à fadiga de flexão.....	52
2.3.12	Coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície .....	52
2.4	Dimensionamento de engrenagens cônicas.....	52
2.4.1	Geometria .....	52
2.4.2	Análise de forças.....	53
2.4.3	Análise de tensões.....	53
2.4.4	Tensão de flexão .....	54
2.4.5	Tensão de superfície .....	56
2.4.6	Resistência à fadiga de flexão.....	57
2.4.7	Resistência à fadiga de superfície.....	58
2.4.8	Coeficiente de segurança quanto à fadiga de flexão.....	59
2.4.9	Coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície .....	59
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	60
3.1	Dados de entrada .....	60
3.2	Solução escolhida.....	63
3.3	Definição das relações parciais .....	65
3.4	Definição dos módulos transversais parciais .....	66
3.5	Rendimentos e potências.....	66
3.6	Dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	67
3.7	Alívio na alma das coroas cilíndricas de dentes retos.....	69
3.8	Dimensionamento das engrenagens cônicas .....	70

3.9	Dimensionamento dos eixos.....	71
4	DISCUSSÕES E RESULTADOS.....	79
4.1	Primeiro par de engrenagens.....	79
4.2	Segundo par de engrenagens.....	80
4.3	Terceiro par de engrenagens.....	82
4.4	Eixos.....	83
4.5	Avaliação do aumento de massa.....	96
5	CONCLUSÃO.....	97
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	98

# 1 INTRODUÇÃO

---

## 1.1 Contexto

Motivados pela necessidade de proteção de patentes, resolução de problemas técnicos comuns e desenvolvimento de padrões de engenharia, diversos engenheiros do século 19 desejaram a criação de um grupo para compartilharem ideias e conhecimentos técnicos individuais. Grandes nomes como Peter Heldt e Horace Swetland cooperaram fortemente para que em 1905 a *Society of Automobile Engineers* (SAE) fosse criada em Nova York, tendo como presidente Andrew Riker e Henry Ford como vice. Desde então, a SAE vem contribuindo no desenvolvimento automotivo, comercial e industrial propagando o conhecimento na engenharia, focada em inovações e tendência da mobilidade em suas variadas formas: terrestre, marítima e aeroespacial. (SAE, 2023)

Em dezembro de 1991, durante cenário turbulento no setor automotivo nacional devido à abertura das fronteiras brasileiras às importações de veículos, foi fundada a SAE Brasil, uma sociedade filiada da SAE *International* com mais de 1.500 membros, com o objetivo de promover o conhecimento aos profissionais brasileiros da área da engenharia de mobilidade. Atualmente, a SAE Brasil tem aproximadamente 6 mil associados e 800 voluntários, com sua sede na cidade de São Paulo. (SAE, 2023)

Figura 1 - Logo SAE Brasil



Fonte: (SAE, 2023).

Com o intuito de estimular a criatividade e a difusão do conhecimento, bem como oferecer aos alunos a oportunidade de aplicar os conhecimentos aprendidos na graduação e os preparar para o mercado de trabalho, o Dr. John F. Stevens criou, em 1976, na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, o projeto Baja SAE. Somente em 1994, a SAE Brasil inaugurou o projeto Baja SAE Brasil, de forma que a primeira competição nacional foi realizada em 1995 na cidade de São Paulo. Esta competição envolve alunos de diferentes faculdades em um caso real de desenvolvimento do projeto, manufatura e testes de um veículo *off road*, ao passo de que as equipes vencedoras são convidadas para participar da competição internacional realizada nos Estados Unidos. Os veículos têm estrutura tubular de aço, quatro ou mais rodas e devem ser capazes de transportar pessoas de 1,90 metro de altura e 113,4

quilogramas. O motor é padronizado para todas as equipes, porém, os sistemas de suspensão, transmissão, freio, chassi e eletrônica são desenvolvidas pelo time.

Em 2009, na Universidade Federal de São Carlos (UFSCar), foi fundada a equipe Baja UFSCar que participou de sua primeira competição oficial em 2012 na cidade de Sarzedo, Minas Gerais, que contou com a participação de 27 equipes de universidades dos estados de São Paulo, Rio de Janeiro, Minas Gerais e Espírito Santo.

Figura 2 - Protótipo da equipe Baja UFSCar



Fonte: Próprio autor.

## 1.2 Justificativas

Nas competições Baja SAE Brasil, as equipes enfrentam muitos desafios, como por exemplo, enduro de quatro horas com os mais diversos obstáculos, desde piscinas de lama até troncos de árvores. Existem também, provas específicas para testar a tração, velocidade final, aceleração, suspensão, manobrabilidade e freios do veículo.

Atualmente, o *powertrain* do protótipo utilizado pela equipe Baja UFSCar é composto por um motor monocilíndrico de quatro tempos *Briggs & Stratton® M19H 10.0 HP Net Power*, uma transmissão primária do tipo *Continuously Variable Transmission (CVT) CVTech®* e uma transmissão secundária fixa com dois pares de engrenagens de dentes retos e três eixos. A tração do veículo é 4x2, ou seja, possui quatro rodas, porém apenas duas delas são motoras. Essa característica é conveniente para situações em que haja curvas acentuadas que necessitem de um ângulo de curvatura menor, garantindo uma manobrabilidade ágil quando se tem uma geometria de suspensão e direção bem projetada, porém, não é apropriada para terrenos acidentados, que ocasionalmente podem deixar o veículo em balanço ou que necessitem de uma quantidade maior rodas trativas. Visto que nas competições internacionais os obstáculos estão exigindo cada vez mais tração, faz-se necessário a implementação de um sistema *4wd (4 wheel drive)*, sistema cujo veículo possui tração nas quatro rodas, de modo

que exista um dispositivo para acoplar e desacoplar o conjunto responsável pela transmissão do torque para as rodas dianteiras quando desejado.

### **1.3 Objetivos**

O presente trabalho tem como objetivo principal o projeto dos elementos diretamente envolvidos na transmissão de potência de uma caixa de redução fixa para o protótipo veicular da equipe Baja UFSCar, de forma que viabilize a transferência de potência dos motores para as quatro rodas. O dimensionamento será realizado por meio de metodologias de bibliografias consolidadas, catálogos e com o auxílio de planilhas eletrônicas e softwares *CAD*.

Como objetivos específicos, deseja-se que o projeto dos componentes da caixa de redução tenha eficiência mínima de 85%, tolerância de  $\pm 0,6\%$  para a redução real em relação a nominal requerida, e permitir uma avaliação do impacto do aumento de massa dos elementos da caixa de redução do sistema 4x2 ao se passar para o sistema 4x4.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

---

### 2.1 Sistemas de transmissão

Para sistemas de transmissão, existem diversas bibliografias consagradas que podem proporcionar conhecimentos suficientes para realização de projetos. Pode-se citar autores como Budynas e Nisbett (2011), Norton (2013), Niemann (1973) e Reshetov (1979). Esta seção tem por objetivo evidenciar as informações sobre sistemas de transmissão apresentadas pelos autores mencionados acima que podem ser soluções para o objetivo principal do projeto.

#### 2.1.1 Transmissão por correia

De acordo com Reshetov (1979), as correias servem para transmitir a energia entre eixos com ajuda de uniões de flexão de uma ou várias correias de transmissão, colocadas como tensão sobre as polias fixas nesses eixos. O tipo principal é usado em eixos paralelos com a mesma direção de rotação.

As correias podem ser utilizadas para grandes distâncias entre centros, podendo ocorrer algum escorregamento e fluência, de modo que a razão da velocidade angular entre os eixos motor e movido não é nem constante e nem exatamente igual à razão de diâmetros da polia. De acordo com Budynas e Nisbett (2011), transmissão por correia plana conta com uma eficiência de cerca de 98%, por outro lado, a transmissão por correia em v varia entre 70 e 96%.

Segundo Niemann (1971), a correia um pouco elástica abraça duas ou mais polias, transmitindo, assim, a força tangencial por meio do atrito entre correia e polia. Como vantagens, pode-se considerar:

- Funcionamento com baixo ruído;
- Melhor absorção e amortecimento de choques;
- Disposição simples sem caixa de transmissão e sem lubrificação;
- Utilização múltipla;
- Mais econômico;
- Desacoplamento fácil;
- Simples variação da relação de multiplicação.

Como desvantagens:

- Maiores dimensões e maior força radial;
- Escorregamento na transmissão da força;

- Alongamento permanente da correia;
- Variação do alongamento da correia com a temperatura e a umidade;
- Variação do coeficiente de atrito com a poeira, detritos, óleo e umidade.

### **2.1.2 Transmissão por corrente**

Segundo Reshetov (1979), as correntes de transmissão são empregadas em transmissões de energia de distâncias médias entre árvores paralelas. Em comparação com as transmissões por correia, as de corrente têm medidas menores e garantem a relação de transmissão constante, uma vez que funcionam sem deslizamento.

Conforme menciona Budynas e Nisbett (2011), as características básicas de transmissão por corrente incluem: razão constante, uma vez que nenhum escorregamento nem fluência estão envolvidos, vida longa e a capacidade de acionar vários eixos a partir de uma única fonte de potência.

De acordo com Niemann (1979), a transmissão de força entre a corrente e a engrenagem completa-se através do casamento entre os dentes da engrenagem e os elos da corrente. A corrente apoia-se como polígono sobre a engrenagem e devido a isso, aparecem pequenas oscilações na alavanca útil de força tangencial, na velocidade e força da corrente. A transmissão por corrente permite que os eixos ligados tenham o mesmo ou diferente sentido de rotação. No entanto, é necessário que todas as engrenagens estejam num mesmo plano e os eixos paralelos entre si.

Como vantagens, pode-se considerar:

- Baixo custo de aquisição e manutenção;

Como desvantagens:

- Necessidade de manutenção frequente, como ajuste de tensão e lubrificação;
- Alto ruído;
- Acúmulo de sujeira.

### **2.1.3 Transmissão por engrenagens**

De acordo com Norton (2013), engrenagens são usadas para transmitir torque e velocidade angular em uma ampla variedade de aplicações. Um par de engrenagens é essencialmente um dispositivo de troca de torque por velocidade e vice-versa. Uma aplicação comum das engrenagens reduz a velocidade e aumenta o torque para mover cargas mais pesadas, como na transmissão de um automóvel. Outras aplicações requerem um aumento na

velocidade, para o qual uma redução no torque deve ser aceita. A menor das engrenagens em um par recebe o nome de pinhão e a maior é chamada de coroa.

Como vantagens, pode-se mencionar:

- Montagem simples;
- Manufatura simples;
- Sistema limpo;
- Alta durabilidade;
- Não há escorregamento.

Como desvantagens:

- Maior peso;
- Necessidade de lubrificação constante.

### **2.1.3.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos**

Possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e são utilizadas para transmitir movimento de um eixo a outro eixo, paralelo ao primeiro. De todos os tipos, a engrenagem cilíndrica de dentes retos é a mais simples e, por essa razão, utilizada para desenvolver as relações cinemáticas primárias na forma de dente (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

De acordo com Stipkovic-Filho (2017), a eficiência da transmissão de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos varia entre 95 e 99% e segundo Budynas e Nisbett (2011) a relação máxima de transmissão é 8.

Comparado com os tipos de engrenagens mencionados neste projeto, pode-se citar como vantagens:

- Ausência de geração de forças axiais;
- Resistência a altos torques;
- Baixo custo.

Como desvantagens:

- Concentradores de tensões;
- Alto ruído;
- Necessidade de lubrificação.

### **2.1.3.2 Engrenagens helicoidais**

Possuem dentes inclinados com relação ao eixo de rotação. Elas podem ser usadas nas mesmas aplicações que as engrenagens de dentes retos e, quando assim utilizadas, não são tão barulhentas, devido ao ajuste mais gradual dos dentes durante o engrenamento. O dente

inclinado também cria forças axiais e conjugadas de flexão, que não estão presentes no caso de dentes retos. Algumas vezes, engrenagens helicoidais são utilizadas para transmitir movimento entre eixos não paralelos (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

As engrenagens helicoidais são similares às engrenagens retas. Seus dentes são involutas. A diferença é que seus dentes são inclinados com respeito ao eixo de rotação em um ângulo de hélice  $\psi$ . O ângulo de hélice pode normalmente variar de cerca de 10 a 45° (NORTON, 2013).

De acordo com Stipkovic-Filho (2017), a eficiência da transmissão de um par de engrenagens helicoidais montadas em eixos paralelos varia entre 95 e 99% e segundo Budynas e Nisbett (2011) a relação máxima de transmissão é 8.

Como vantagens entre os tipos de engrenagens, pode-se citar:

- Menor tamanho (quando comparada com engrenagens de dentes retos);
- Baixo ruído.

Como desvantagens:

- Alto custo;
- Geração de forças axiais;
- Necessidade de lubrificação.

### **2.1.3.3 Engrenagens cônicas**

Possuem dentes formados em superfícies cônicas e são utilizadas, principalmente, para transmitir movimento entre eixos que se interceptam (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Engrenagens cônicas são cortadas em cones acoplados em vez de em cilindros acoplados de engrenagens retas ou helicoidais. Os eixos delas são não paralelos e interceptam nos vértices de cones. O ângulo entre seus eixos pode ser qualquer valor, mas é frequentemente 90°. Se os dentes forem cortados paralelos ao eixo do cone, elas serão engrenagens cônicas retas, análogas às engrenagens retas. Se os dentes forem cortados em um ângulo de espiral  $\psi$  com relação ao eixo do cone, elas serão engrenagens cônicas espirais, análogas às engrenagens helicoidais (NORTON, 2013).

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), a eficiência da transmissão de um par de engrenagens cônicas varia entre 97 e 98% e a relação máxima de transmissão é 6.

Como vantagens, esse tipo de engrenagem apresenta:

- Resistência a altos torques;
- Baixo custo.

Como desvantagens:

- Geração de forças axiais;
- Alto ruído.

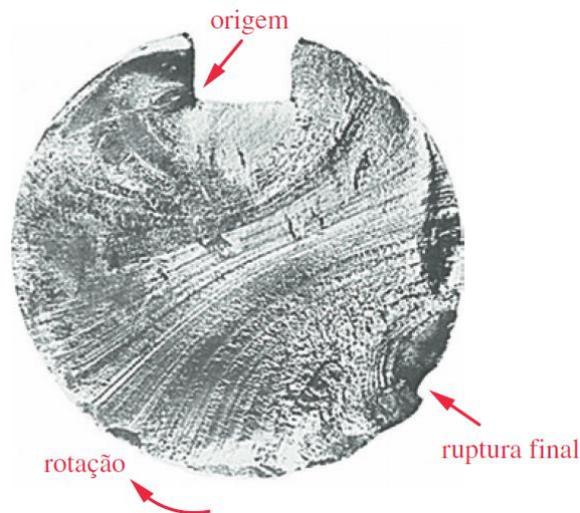
## 2.2 Falha por fadiga

A maioria das falhas em máquinas acontece devido a cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais (NORTON, 2013).

As falhas por fadiga sempre têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde a sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões (NORTON, 2013).

O exame a olho nu de peças que falharam devido à fadiga exibe um padrão típico, como pode ser visto na Figura 3. Existe uma região proveniente do local da microtrinca original de aparência polida e uma outra região que tem aparência áspera, semelhante a uma fratura frágil. A região de aparência polida em torno da trinca frequentemente exibe marcas de praia, assim chamadas porque se assemelham às ondulações deixadas na areia pelo movimento cíclico das ondas na orla marítima (NORTON, 2013).

Figura 3 – Exemplo de falha por fadiga em eixo com rasgo de chaveta



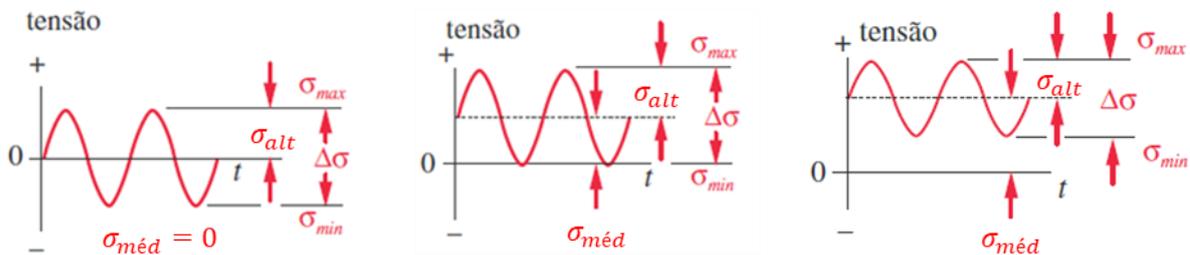
Fonte: (NORTON, 2013).

### 2.2.1 Carregamentos em máquinas rotativas

A tensão em função do tempo para os carregamentos em máquinas rotativas pode ter basicamente três variações que são apresentadas na Figura 4.

- Carregamentos alternados simétricos, na qual o valor médio é zero;
- Carregamentos pulsantes, na qual a forma de onda varia do zero até um máximo, de modo que a componente alternada é igual a componente média;
- Carregamentos flutuantes, na qual todas as componentes têm valores diferentes de zero.

Figura 4 - Tipos de carregamentos cíclicos



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

Para os três casos mencionados acima, as tensões são classificadas em tensões médias e alternadas:

$$\sigma_{méd} = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \quad (2)$$

### 2.2.2 Limite teórico de resistência à fadiga

De acordo com Norton (2013), alguns materiais como aços-liga e de baixo carbono, alguns aços inoxidáveis, ferros, ligas de molibdênio, ligas de titânio e alguns polímeros que apresentam um patamar abaixo do qual o componente pode apresentar vida infinita, a tensão limite de resistência à fadiga  $S'_e$  pode ser obtida da seguinte maneira:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & \text{para } S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3)$$

em que  $S'_e$  é definido em ensaios de corpos de provas com dimensões e características controladas, dessa forma, para que exista uma correlação com componentes em uso particular que corrija a resistência do material, é necessário a definição dos fatores modificadores.

Dessa forma, o critério é definido a seguir:

$$S_e = C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{reliab} C_{other} S'_e \quad (4)$$

O coeficiente de carregamento  $C_{load}$  pode ser definido do seguinte modo:

$$C_{load} = \begin{cases} 1,000 & \text{flexão} \\ 1,000 & \text{flexo - torção} \\ 0,700 & \text{carregamento axial} \\ 0,577 & \text{torção pura} \end{cases} \quad (5)$$

Vale ressaltar que segundo Norton (2013), para carregamentos do tipo flexo-torção, deve-se calcular a tensão equivalente por von Mises.

Os corpos de provas utilizados para obtenção da tensão limite de resistência à fadiga tem em torno de 8 mm de diâmetro, devido a isso, o coeficiente de tamanho  $C_{size}$  tem por objetivo corrigir essa diferença para casos particulares.

$$C_{size} = \begin{cases} 1 & \text{para } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1,189d^{-0,097} & \text{para } 8 < d \leq 250 \text{ mm} \\ 0,6 & \text{para } d > 250 \text{ mm} \end{cases} \quad (6)$$

O coeficiente de superfície  $C_{surf}$  de acordo com Shigley e Mischke (2004), pode ser expresso por meio da seguinte equação exponencial:

$$C_{surf} = A_{surf} (S_{ut})^{b_{surf}} \quad (7)$$

em que os coeficientes  $A_{surf}$  e  $b_{surf}$  dependem do processo e acabamento superficial do componente. Norton (2013), apresenta na Tabela 1 valores para esses coeficientes para alguns acabamentos superficiais.

Tabela 1 - Coeficientes para a equação do fator de superfície

<b>Acabamento superficial</b>	<b><math>A_{surf}</math></b>	<b><math>b_{surf}</math></b>
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: (NORTON, 2013).

A tenacidade à fratura diminui em temperaturas menores e aumentam em temperaturas elevadas e como os ensaios de corpo de prova são realizados geralmente em temperaturas ambientes, o  $C_{temp}$  existe para corrigir a temperatura de operação do componente.

$$C_{temp} = \begin{cases} 1,0 & \text{para } T \leq 450^{\circ}\text{C} \\ 1 - 0,0058(T - 450) & \text{para } 450 < T \leq 550^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (8)$$

De acordo com Haugen e Wirsching (1975), os desvios padrão das resistências do aço dificilmente ultrapassam 8% de seus valores médios, assim, assumindo essa característica, na Tabela 2 é apresentado por Norton (2013), os fatores de confiabilidade  $C_{reliab}$ .

Tabela 2 - Fatores de confiabilidade

Confiabilidade [%]	$C_{reliab}$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

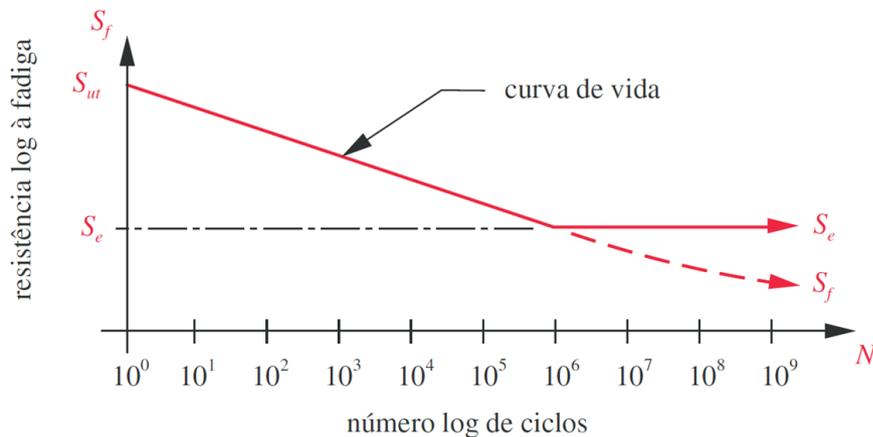
Fonte: (NORTON, 2013).

Outros efeitos como condições ambientais pode influenciar na resistência à fadiga do material (NORTON, 2013). Dessa forma, para projetos específicos, pode haver a necessidade de adição de mais fatores de correção.

### 2.2.3 Diagrama S-N

Desenvolvido por Wöhler em 1871, o diagrama S-N (tensão por número de ciclos), ou curva de vida, é o modelo de falha por fadiga mais utilizado até hoje e a sua representação pode ser vista na Figura 5.

Figura 5 - Diagrama S-N



Fonte: (NORTON, 2013).

Este diagrama expressa a resistência de quebra de um material submetido a vários ciclos de carregamentos repetidos e é a escolha mais apropriada para a maioria dos problemas de projeto de máquinas rotativas, devido à necessidade de se ter uma vida com elevado número de ciclos (ou infinita) na maioria dos casos. A faixa de interesse, ou largura de banda para este tipo de análise é de  $10^3$  a  $10^6$  ciclos (NORTON, 2013).

Supondo que  $S_m$  seja a resistência do material para  $10^3$  ciclos, pode-se assumir que:

$$S_m = \begin{cases} 0,90S_{ut} & \text{para carregamento de flexão} \\ 0,75S_{ut} & \text{para carregamento axial} \end{cases} \quad (9)$$

em que  $S_{ut}$  é a resistência à tração do material.

## 2.2.4 Critério de Goodman

O critério de Goodman parte de uma reta que une a tensão  $S_{ut}$  no eixo das tensões médias com a tensão  $S_e$  no eixo das tensões alternadas, dessa forma:

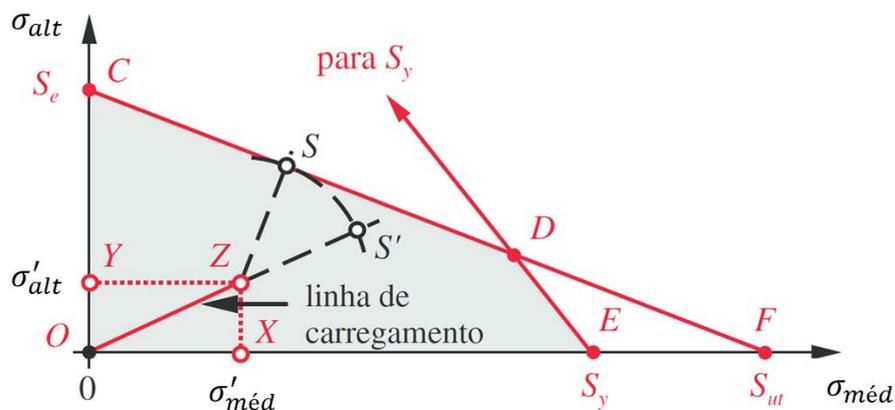
$$\frac{\sigma_{méd}}{S_{ut}} + \frac{\sigma_{alt}}{S_e} = 1 \quad (10)$$

Além disso, a resistência estática do componente deve ser considerada de modo que a soma das tensões média e alternada não deve ultrapassar a tensão de escoamento do material  $S_y$ . Assim:

$$\frac{\sigma_{méd}}{S_y} + \frac{\sigma_{alt}}{S_y} = 1 \quad (11)$$

Portanto, segundo o critério de Goodman, toda região abaixo da reta, conforme Figura 6, é considerada segura quanto a fadiga.

Figura 6 - Diagrama de Goodman para tensões alternada e média independentes



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

### 2.2.5 Carregamentos cíclicos nominais

Carregamentos cíclicos nominais aplicados em componentes mecânicos resultam em tensões normais ou de cisalhamento e em cada componente devem ser levantadas todas as sessões críticas que possam maximizar a combinação de carregamentos existentes. As tensões podem ser as seguintes:

- Tensão normal devido carregamento axial:

$$\sigma_0 = \frac{N}{A} \quad (12)$$

em que  $A$  representa a área da seção transversal e  $N$  a força axial em que o componente está submetido.

- Tensão de cisalhamento devido carregamento transversal:

$$\tau_0 = D \frac{V}{A} \quad (13)$$

em que  $D$  varia de acordo com a seção transversal. Para seções circulares cheias  $D = 4/3$ , para seções tubulares  $D \cong 2$  e para seções retangulares  $D = 3/2$ .

- Tensão normal devido momento fletor:

$$\sigma_0 = \frac{M}{I} c \quad (14)$$

em que  $M$  é o momento fletor aplicado,  $c$  é a distância do ponto até a linha neutra e  $I$  é o momento de inércia da seção.

- Tensão de cisalhamento devido momento torsor para seção circular:

$$\tau_0 = \frac{T}{J} r \quad (15)$$

em que  $T$  é o torque aplicado,  $J$  é o momento de inércia polar e  $r$  é a distância ao eixo de torção da peça.

Para os eixos de transmissão de potência, cujo estão sujeitos a carregamentos de flexão e torção simultaneamente, existem tensões normais e cisalhantes, ambos com

componentes médias e alternadas, de forma que normalmente o carregamento axial é assumido como componente médio.

### 2.2.6 Entalhes e concentração de tensões

Entalhe ou descontinuidade é um termo genérico e se refere a qualquer contorno geométrico que interrompa o “fluxo de forças” pela peça. Uma descontinuidade pode ser um furo, uma ranhura, um chanfro, uma mudança abrupta na seção transversal ou qualquer interrupção nos contornos lisos da peça (NORTON, 2013).

Os fatores de concentração de tensão teóricos de tensões normais e cisalhamento são representados respectivamente por  $K_t$  e  $K_{ts}$ , os quais fornecem uma indicação do grau de tensão que quando multiplicados pelas tensões nominais, resultam nas tensões máximas.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \sigma_0 \quad (16)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_{ts} \tau_0 \quad (17)$$

Para cargas dinâmicas de natureza cíclica é necessário modificar o fator de concentração de tensão de acordo com a sensibilidade do material a essas descontinuidades de modo a se obter o fator de concentração de tensão em fadiga,  $K_f$ , o qual pode ser aplicado às tensões dinâmicas nominais (NORTON, 2013).

### 2.2.7 Sensibilidade ao entalhe

Segundo Pilkey (1997), o concentrador de cargas dinâmicas é definido como:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (18)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad (19)$$

em que  $q$  é o fator de sensibilidade ao entalhe e  $K_f$  e  $K_{fs}$  são os concentradores de cargas dinâmicas para as tensões normais e de cisalhamento, respectivamente.

Kuhn-Hardrath (1952) definiu a sensibilidade ao entalhe em termos da constante de Neuber  $a$  e do raio do entalhe  $r$ , ambos expressos em polegadas.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (20)$$

Segundo Norton (2013), na Tabela 3 é possível determinar valores para a constante de Neuber.

Tabela 3 - Constante de Neuber para aços

$S_{ut}$ [ksi]	$\sqrt{a}$ [ $\sqrt{in}$ ]	$S_{ut}$ [ksi]	$\sqrt{a}$ [ $\sqrt{in}$ ]
50	0,130	120	0,049
55	0,118	130	0,044
60	0,108	140	0,039
70	0,093	160	0,031
80	0,080	180	0,024
90	0,070	200	0,018
100	0,062	220	0,013
110	0,055	240	0,009

Fonte: (NORTON, 2013).

## 2.2.8 Fator de segurança

Para um componente que esteja submetido a cargas médias e alternadas, costuma-se utilizar o critério de Goodman, que define o fator de segurança de fadiga  $N_f$  como sendo:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_{alt}}{S_f} + \frac{\sigma'_{méd}}{S_{ut}} \quad (21)$$

Em que:

$$\sigma'_{alt} = \sqrt{\sigma_{alt}^2 + 3\tau_{alt}^2} \quad (22)$$

$$\sigma'_{méd} = \sqrt{(\sigma_{méd} + \sigma_{méd_{axial}})^2 + 3\tau_{méd}^2} \quad (23)$$

## 2.3 Dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos

### 2.3.1 Relação fundamental das engrenagens

Quando duas engrenagens estão engrenadas, seus círculos primitivos rolam um sobre o outro, sem escorregamento (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Dessa forma, adotando o prefixo 2 para o pinhão e 3 para a coroa, utilizando seus raios primitivos  $r_2$  e  $r_3$  e suas velocidades angulares  $\omega_2$  e  $\omega_3$ , tem-se que a velocidade tangencial pode ser obtida através da seguinte equação:

$$v = |r_2\omega_2| = |r_3\omega_3| \quad (24)$$

Assim:

$$\left| \frac{\omega_2}{\omega_3} \right| = \frac{r_3}{r_2} \quad (25)$$

A relação de transmissão em um par de engrenagens  $i$  pode ser definido como a razão da velocidade angular de entrada e da velocidade angular de saída:

$$i = \left| \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{saída}} \right| = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_3}{r_2} = \frac{d_3}{d_2} = \frac{N_3}{N_2} \quad (26)$$

Norton (2013), apresenta a razão de velocidades  $\tau$ , como sendo o inverso de  $i$ :

$$\tau = \frac{1}{i} \quad (27)$$

### 2.3.2 Módulo normal

Para que haja o engrenamento entre duas engrenagens, o passo circular de ambas deve ser igual e conseqüentemente o seu módulo normal. A norma DIN 780 apresenta alguns valores de módulos normalizados que podem ser visualizados na Tabela 4.

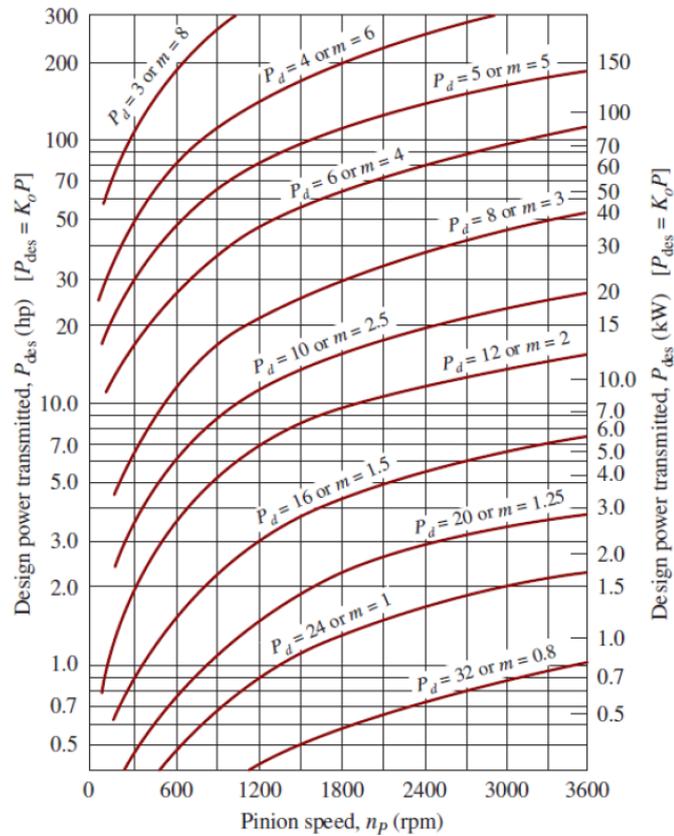
Tabela 4 - Módulos padronizados segundo a norma DIN 780

Módulo [mm]		Incremento [mm]
de	até	(Passo)
0,2	0,3	0,05
0,3	1	0,10
1	4	0,25
4	7	0,50
7	16	1,00
16	24	2,00
24	45	3,00
45	75	5,00

Fonte: (STIPKOVIC-FILHO, 2017).

Esta normatização permite que engrenagens fabricadas com o mesmo módulo sejam intercambiáveis, tornando possível realizar combinações e novas relações. De acordo com Mott (2015), a definição inicial do módulo pode ser realizada a partir da potência [kW] e da rotação do eixo de entrada [rpm] utilizando a Figura 7. Os dados do gráfico foram obtidos para um caso em que o pinhão tinha 24 dentes, a coroa 96 dentes, ângulo de pressão igual a 20° e largura de face do dente igual a 12 vezes o módulo.

Figura 7 - Estimativa de módulo para determinadas rotações e potências



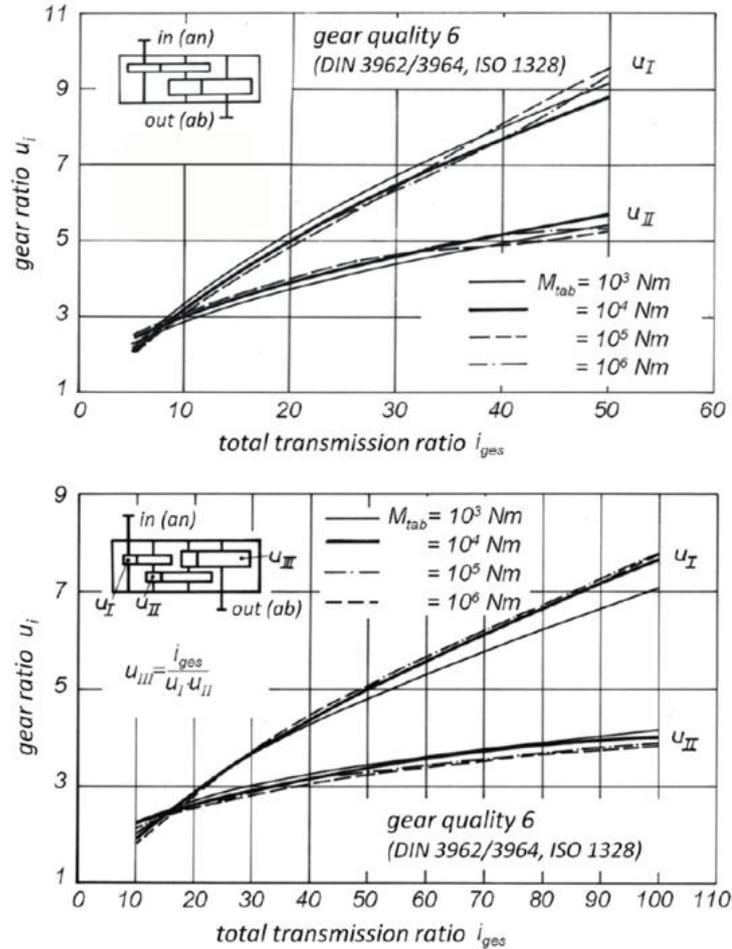
Fonte: (MOTT, 2015).

### 2.3.3 Redutor de eixos paralelos

O redutor de eixos paralelos é o tipo mais comum de redutor de transmissão composta. A transmissão é realizada por meio de engrenagens cilíndricas que são montadas em eixos paralelos. Essa combinação proporciona relações de transmissões finais maiores quando se associa pelo menos duas engrenagens no mesmo eixo.

Linke et al. (2016) apresenta, através da Figura 8, estimativas das relações de transmissão intermediárias para dois e três estágios quando se tem a relação de transmissão final desejada.

Figura 8 - Estimativa das relações de transmissões parciais



Fonte: (LINKE ET AL., 2016).

### 2.3.4 Rendimentos em transmissão por engrenagens

Como mencionado anteriormente, o rendimento em engrenamento pode variar entre 95 e 99% para engrenagens cilíndricas de dentes retos e entre 97 e 98% para engrenagens cônicas. Essa perda de rendimento é causada pelo atrito entre os componentes, uma vez que há escorregamento entre os flancos dos dentes durante o movimento. Quando há associação de pares de engrenagens num redutor, é necessário considerar o rendimento para cada um dos conjuntos. O rendimento é aplicado somente às potências e torques envolvidos e não para as rotações, uma vez que não existe perda de sincronia como em transmissões por correia, por exemplo. Considerando-se um redutor de dois pares de engrenagens, três pares de mancais e três eixos, pode-se calcular o torque e potência de saída a partir das seguintes equações:

Para o eixo de entrada, tem-se:

$$T_1 = T_{motor}\eta_{mancal} \quad (28)$$

$$\omega_1 = \omega_{motor} \quad (29)$$

$$H_1 = T_1\omega_1 = T_{motor}\omega_{motor}\eta_{mancal} = H_{motor}\eta_{mancal} \quad (30)$$

Para o eixo intermediário:

$$T_2 = \frac{T_1}{\tau_{23}}\eta_{engr}\eta_{mancal} = \frac{T_{motor}}{\tau_{23}}\eta_{engr}\eta_{mancal}^2 \quad (31)$$

$$\omega_2 = \omega_1\tau_{23} = \omega_{motor}\tau_{23} \quad (32)$$

$$H_2 = T_2\omega_2 = T_{motor}\omega_{motor}\eta_{engr}\eta_{mancal}^2 = H_{motor}\eta_{mancal}^2\eta_{engr} \quad (33)$$

Para o eixo de saída:

$$T_3 = \frac{T_2}{\tau_{45}}\eta_{engr}\eta_{mancal} = \frac{T_{motor}}{\tau_{23}\tau_{45}}\eta_{engr}^2\eta_{mancal}^3 \quad (34)$$

$$\omega_3 = \omega_2\tau_{45} = \omega_{motor}\tau_{23}\tau_{45} \quad (35)$$

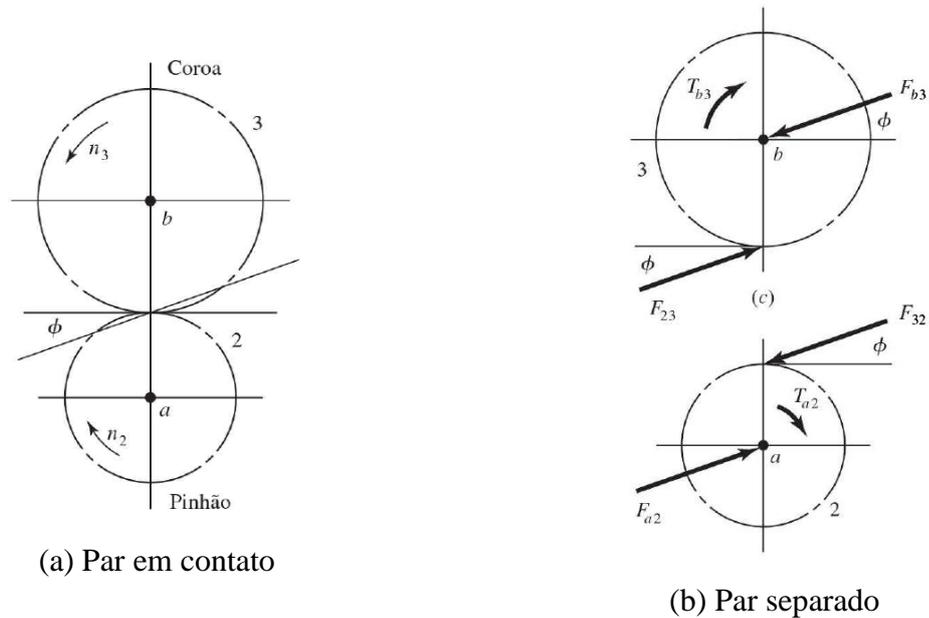
$$H_3 = T_3\omega_3 = T_{motor}\omega_{motor}\eta_{engr}^2\eta_{mancal}^3 = H_{motor}\eta_{mancal}^3\eta_{engr}^2 \quad (36)$$

em que  $T$  é o torque,  $H$  é a potência,  $\omega$  é a rotação,  $\tau_{23}$  e  $\tau_{45}$  são as relações de transmissões do primeiro e segundo par de engrenagens, respectivamente.

### 2.3.5 Análise de forças

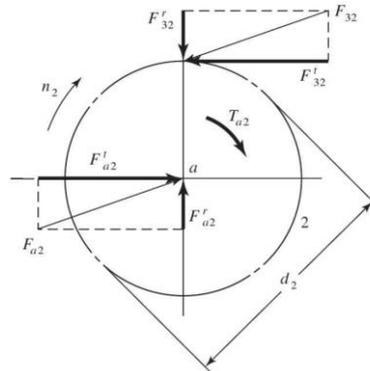
A Figura 9(a) mostra um pinhão montado sobre o eixo  $a$ , rodando no sentido horário a  $n_2$  rev/min enquanto aciona uma engrenagem sobre o eixo  $b$  a  $n_3$  rev/min. As reações entre os dentes engrenados ocorrem segundo a linha de pressão. Na Figura 9(b) o pinhão foi separado da coroa e eixo, e o efeito dessas interações substituídas por forças.  $F_{a2}$  e  $T_{a2}$  representam a força e torque, respectivamente, exercidos pelo eixo  $a$  contra o pinhão 2.  $F_{32}$  é a força exercida pela engrenagem 3 contra o pinhão (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 9 - Diagramas de corpo livre de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 10 - Diagrama de corpo livre do pinhão



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Na Figura 10, foi evidenciado o diagrama de corpo livre do pinhão, de modo a decompor a força  $F_{32}$  em componentes radial e tangencial. Assim:

$$W_t = F'_{32} \quad (37)$$

Sabendo que a carga tangencial é a componente que proporciona o movimento rotacional do pinhão, ou seja, a que transmite potência, pode-se definir o torque como:

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad (38)$$

Segundo Norton (2013), a força tangencial pode ser definida da seguinte maneira:

$$W_t = \frac{T}{r} = \frac{2T}{d} \quad (39)$$

A força radial:

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (40)$$

E a força resultante  $W$  é:

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} \quad (41)$$

A potência  $H$  transmitida através da engrenagem motora pode ser obtida através da relação padrão do produto do torque pela velocidade angular ou da força pela velocidade linear:

$$H = T\omega = Fv \quad (42)$$

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), os dados de engrenagens são tabulados utilizando como base a velocidade na linha primitiva, que é a velocidade linear de um ponto da engrenagem situado no raio do círculo primitivo.

$$v = \frac{\pi dn}{60} \quad (43)$$

em que  $v$  é a velocidade na linha primitiva em mm/s,  $d$  é o diâmetro da engrenagem de referência em mm e  $n$  é a rotação da engrenagem em rpm.

### 2.3.6 Análise de tensões

Segundo Norton (2013), há dois modos de falhas que afetam os dentes de engrenagem: fratura por fadiga devido às tensões variadas de flexão na raiz do dente e fadiga superficial (crateração) das superfícies do dente. Ambos os modos de falha devem ser verificados quando se projetam engrenagens. A fratura devido à flexão pode ser prevenida com um projeto apropriado mantendo-se o estado de tensão dentro da linha modificada de Goodman para o material. Sendo que a maioria das engrenagens altamente carregadas são feitas de materiais ferrosos que têm um limite de resistência à fadiga por flexão, pode-se obter vida infinita para cargas de flexão. Porém, os materiais não exibem um limite de resistência à fadiga para tensões repetidas de contato de superfície. Assim, não é possível projetar engrenagens para vida infinita contra a falha superficial.

### 2.3.7 Tensão de flexão

Wilfred Lewis introduziu uma equação para estimar a tensão de flexão em dentes de engrenagens na qual a forma do dente entrava na formulação. A equação, anunciada em 1892, ainda permanece como a base para o desenho da maioria das engrenagens atuais (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Lewis reconheceu que o dente é uma viga em balanço com sua seção crítica na raiz (NORTON, 2013).

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{FY} \quad (44)$$

em que  $W_t$  é a força tangencial no dente,  $p_d$  é o passo diametral,  $F$  é a largura da face e  $Y$  é um fator adimensional da geometria, agora chamado de fator de forma de Lewis.

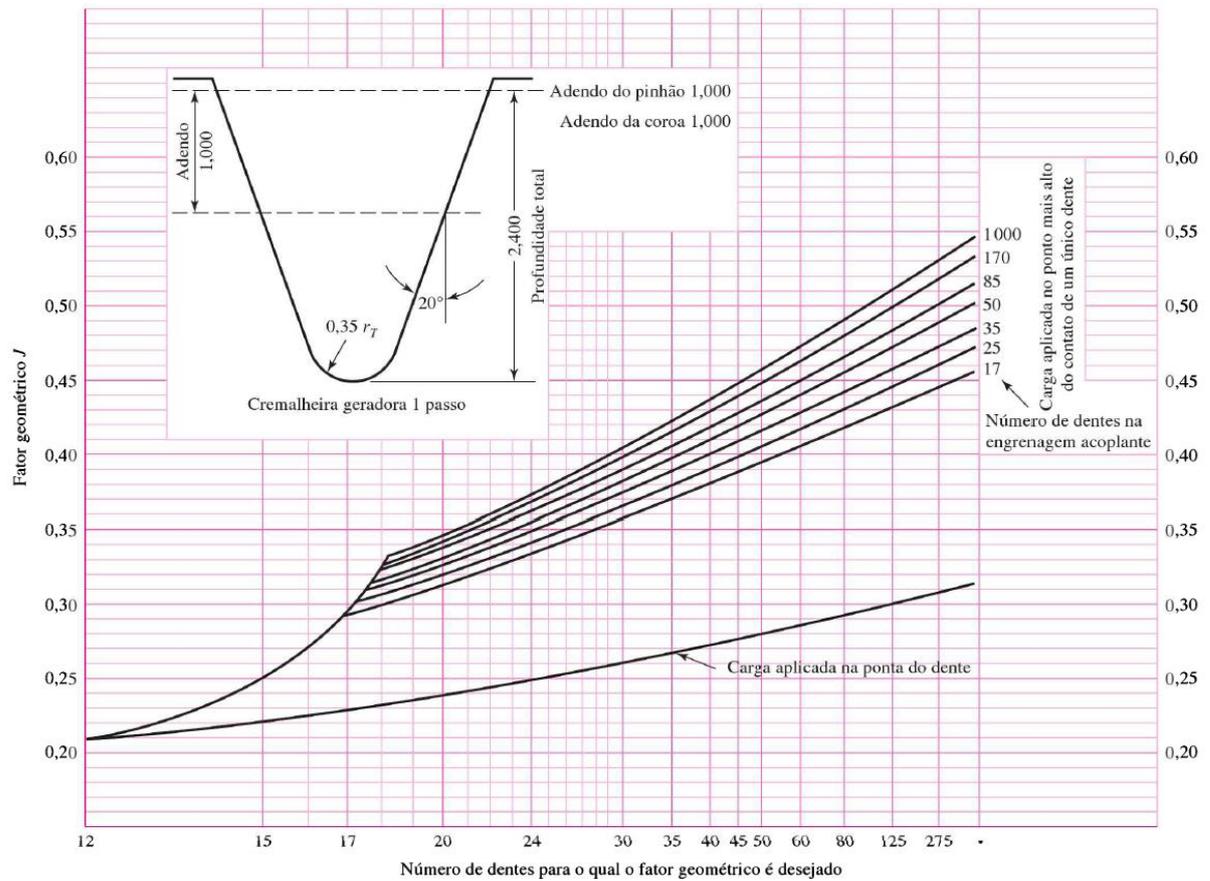
O fator de forma  $Y$  foi suplantado por um novo fator geométrico  $J$ , que inclui os efeitos da concentração de tensão na raiz do filete, dessa forma, segundo a *American Gear Manufacturers Association (AGMA)*, a equação das tensões de flexão pode ser escrita da seguinte forma:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (45)$$

em que  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_v$ ,  $K_s$ ,  $K_B$  e  $K_I$  são parâmetros que fazem a correção, respectivamente, em relação a forma de aplicação de carregamento, distribuição de carregamento ao longo do flanco do dente, velocidade tangencial de trabalho e qualidade de fabricação das engrenagens, ao tamanho das engrenagens, influência de alívios de massa na alma e o efeito de engrenagens intermediárias.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), para engrenagens cilíndricas de dentes retos, com um ângulo de pressão normal de  $20^\circ$  e dentes de profundidade completa, pode-se utilizar a Figura 11 para encontrar o fator geométrico  $J$ .

Figura 11 - Determinação do fator geométrico  $J$  de engrenagens cilíndricas de dentes retos



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Na ausência de informação definitiva acerca das cargas dinâmicas nas máquinas motoras e movidas, um fator de aplicação  $K_a$  pode ser aplicado para aumentar a tensão de dente baseado no “impacto” das máquinas conectadas ao trem de engrenagens. Por exemplo, se o trem de engrenagens conecta um motor elétrico a uma bomba centrífuga de água (ambos sendo dispositivos funcionando suavemente), não há necessidade em aumentar as cargas média, então  $K_a = 1$ . Mas se um motor de combustão interna de um único cilindro move um esmagador de rochas por meio de um trem de engrenagens, tanto a fonte de potência quanto o dispositivo motor enviam cargas de impacto para os dentes da engrenagem, então  $K_a > 1$  (NORTON, 2013). Pela Tabela 5, é possível verificar os valores de  $K_a$  sugeridos pela AGMA.

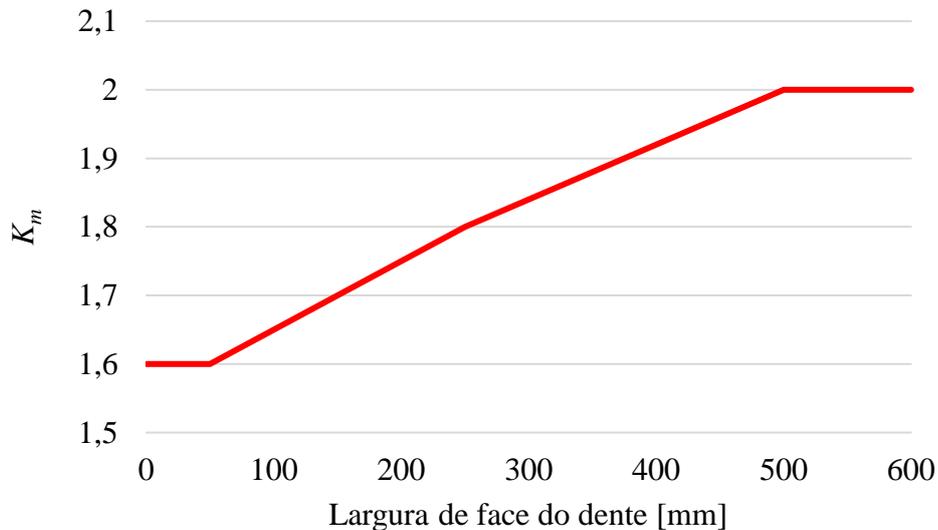
Tabela 5 - Fatores de carga

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multicilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque média (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: (NORTON, 2013).

O fator  $K_m$  está associado com a largura da face das engrenagens, uma vez que, de acordo com Norton (2013), qualquer desalinhamento axial ou desvio na forma do dente faz com que a carga transmitida  $W_t$  seja distribuída desigualmente sobre a largura da face dos dentes da engrenagem. De acordo com os valores sugeridos pelo autor, foi realizada uma interpolação linear para encontrar os valores intermediários como mostrado na Figura 12.

Figura 12 - Fatores de distribuição de carregamento



Fonte: Próprio autor.

O fator dinâmico  $K_v$  tenta levar em conta as cargas de vibração geradas internamente pelos impactos de dente contra dente induzidos pelo engrenamento não conjugado dos dentes da engrenagem. Essas cargas de vibração são chamadas de erros de transmissão e serão piores em engrenagens de baixa precisão. As engrenagens precisas se aproximarão mais do ideal de transmissão de torque suave e de razão de velocidade constante (NORTON, 2013).

Para a qualidade de engrenamento  $Q_v$  entre 6 e 11, pode-se usar as seguintes equações:

$$K_v = \left( \frac{A_v}{A_v + \sqrt{200V}} \right)^{B_v} \quad (46)$$

em que  $V$  é a velocidade tangencial em m/s. Os fatores  $A_v$  e  $B_v$  são definidos como:

$$A_v = 50 + 56(1 - B_v) \quad (47)$$

$$B_v = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (48)$$

Alguns números de qualidade de engrenagens recomendados pela *AGMA 390.03a* para diversas aplicações podem ser visualizados na Tabela 6.

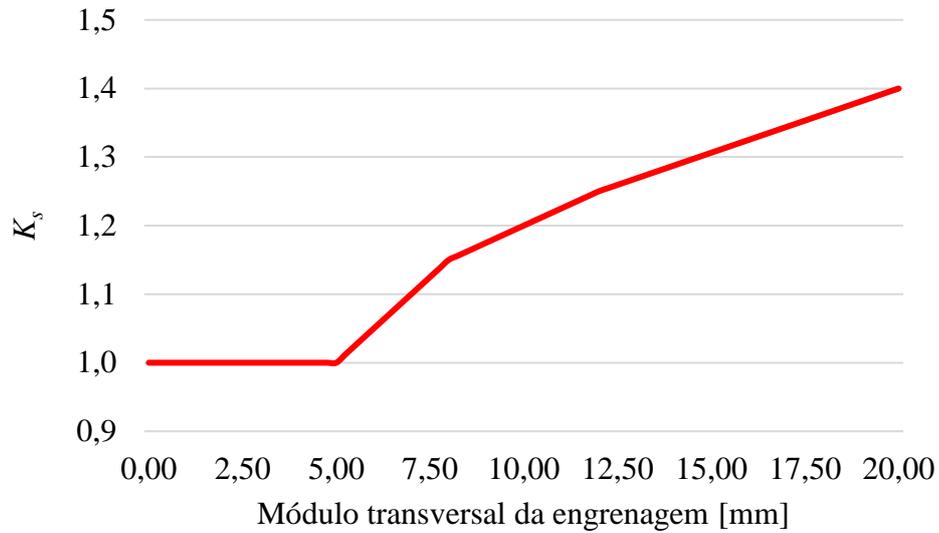
Tabela 6 - Fatores  $Q_v$  para determinadas aplicações

<b>Aplicação</b>	<b><math>Q_v</math></b>
Acionador do tambor do misturador de cimento	3-5
Forno de cimento	5-6
Acionadores de fresa de aço	5-6
Selecionador de milho	5-7
Guindaste	5-7
Prensa de esmagamento	5-7
Esteira de mineração	5-7
Máquina de fabricação de caixa de papel	6-8
Mecanismo medidor de gás	7-9
Furadeira de baixa potência	7-9
Máquina de lavar roupas	8-10
Prensa de impressão	9-11
Mecanismo de computador	10-11
Transmissão de automóveis	10-11
Acionador de antena de radar	10-12
Acionador de propulsor marítimo	10-12
Acionador de motor de avião	10-13
Giroscópio	12-14

Fonte: (NORTON, 2013).

De acordo com Dudley (1962), recomenda-se que o fator de tamanho  $K_s$  seja aumentado para módulos maiores que 5 mm, seguindo a Figura 13.

Figura 13 - Fatores de tamanho

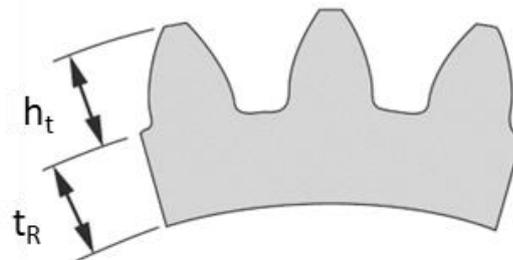


Fonte: Próprio autor.

Segundo Norton (2013), o fator de espessura de borda  $K_B$  foi introduzido pela *AGMA* para levar em conta situações em que uma engrenagem de diâmetro maior, feita com um anel ou catraca em vez de com um disco sólido, tem uma profundidade de borda fina em comparação com a profundidade do disco. Para isso, a *AGMA* define a razão de recuo  $m_b$  como sendo:

$$m_b = \frac{t_R}{h_t} \quad (49)$$

em que  $t_R$  é a espessura da borda medida do diâmetro da raiz do dente até o diâmetro interno da borda e  $h_t$  é a profundidade total do dente (a soma do adendo e dedendo), como mostrado na Figura 14.

Figura 14 - Parâmetros para o fator  $K_b$ 

Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

Assim,  $K_B$  pode ser calculado das seguintes formas:

$$\begin{aligned} K_B &= -2m_B + 3,4 & 0,5 \leq m_B \leq 1,2 \\ K_B &= 1 & m_B > 1,2 \end{aligned} \quad (50)$$

Não é recomendado que se utilize razões de recuo menor que 0,5. Para engrenagens de disco sólido,  $K_B = 1$ .

Uma engrenagem livre (intermediária) está sujeita a mais ciclos de tensão por unidade de tempo e a cargas alternantes de maior magnitude que as semelhantes engrenadas. Para levar em conta essa situação, o fator  $K_I$  é definido igual a 1,42 para uma engrenagem intermediária e a 1,0 para uma engrenagem não solta (NORTON, 2013).

### 2.3.8 Tensão de superfície

De acordo com Norton (2013), as tensões de superfície nos dentes de engrenagem foram investigadas pela primeira vez de uma maneira sistemática por Buckingham, que reconheceu que dois cilindros com o raio de curvatura igual ao dos dentes de engrenagem no ponto de referência, ao serem carregados radialmente em contato de rolamento poderiam ser usados para simular o contato de dente de engrenagem, enquanto se controlam as variáveis necessárias. Seu trabalho levou ao desenvolvimento de uma equação para tensões de superfície em dentes de engrenagem que é agora conhecida como a equação de Buckingham. Ela serve como base para a fórmula de resistência à crateração da *AGMA*, que é:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}} \quad (51)$$

em que  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$  e  $C_s$  são análogos a  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_v$  e  $K_s$ , respectivamente,  $I$  é um parâmetro geométrico,  $d$  é o diâmetro primitivo do pinhão,  $C_p$  se refere à correção em relação a uma possível diferença entre os materiais das engrenagens e  $C_f$  se refere ao acabamento superficial e acabamento térmico de cada componente.

O fator geométrico de superfície  $I$  leva em conta os raios de curvatura dos dentes da engrenagem e o ângulo de pressão. A *AGMA* define uma equação para  $I$ :

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p} \quad (52)$$

em que  $\rho_p$  e  $\rho_g$  são os raios de curvatura dos dentes do pinhão e engrenagem, respectivamente. O sinal superior é utilizado para engrenamentos externos.

$$\rho_p = \sqrt{(r_p + (1 + x_p)m)^2 - (r_p \cos \phi) - \pi m \cos \phi} \quad (53)$$

$$\rho_g = C \sin \phi \mp \rho_p \quad (54)$$

em que  $p_d$  é o passo diametral,  $r_p$  é o raio de referência do pinhão,  $\phi$  é o ângulo de pressão,  $C$  é a distância entre os centros do pinhão e engrenagem e  $x_p$  é o coeficiente do adendo do pinhão, que é igual à porcentagem decimal do alongamento do adendo para dentes de adendos desiguais. Para dentes padronizados, de profundidade completa,  $x_p = 0$  (NORTON, 2013).

O coeficiente elástico  $C_p$  leva em conta as diferenças entre os materiais dos dentes e é encontrado a partir de:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (55)$$

em que  $E_p$  e  $E_g$  são, respectivamente, os módulos de elasticidade para o pinhão e a engrenagem, e  $\nu_p$  e  $\nu_g$  são os respectivos coeficientes de Poisson. As unidades de  $C_p$  são ou  $(\text{psi})^{0,5}$  ou  $(\text{MPa})^{0,5}$  (NORTON, 2013).

O fator de acabamento superficial  $C_f$  é usado para levar em conta acabamentos superficiais extraordinariamente grosseiros nos dentes de engrenagem. A *AGMA* não estabeleceu ainda normas para os fatores de acabamento superficial e recomenda que  $C_f$  seja posto igual a 1 para engrenagens feitas por métodos convencionais. Seu valor pode ser aumentado para levar em conta acabamentos superficiais extraordinariamente grosseiros ou para levar em conta a presença sabida de tensões residuais detrimenais.

### 2.3.9 Resistência à fadiga de flexão

Os valores publicados pela *AGMA* para resistência à fadiga por flexão e fadiga de superfície são, na verdade, valores parcialmente corretos de resistências à fadiga, já que foram gerados com peças apropriadamente dimensionadas tendo a mesma geometria, acabamento superficial etc., que as engrenagens a serem projetadas (NORTON, 2013).

Os valores da resistência à fadiga de flexão da *AGMA* estão todos expressos para 5E7 ciclos de tensão repetida (em vez de para 1E6 ou 1E8 ciclos às vezes usados para outros

materiais) e para 99% de nível de confiabilidade (em vez de para 50% de confiabilidade, comum para fadiga geral e valores de resistência estática). Essas resistências são comparadas à tensão de pico  $\sigma_b$  calculada pela Equação (45) usando a carga  $W_t$ . A análise da linha de Goodman está encapsulada nestas comparações diretas, porque os valores de resistência são obtidos de um teste que provê um estado de tensão variada idêntico àquele do carregamento verdadeiro da engrenagem (NORTON, 2013).

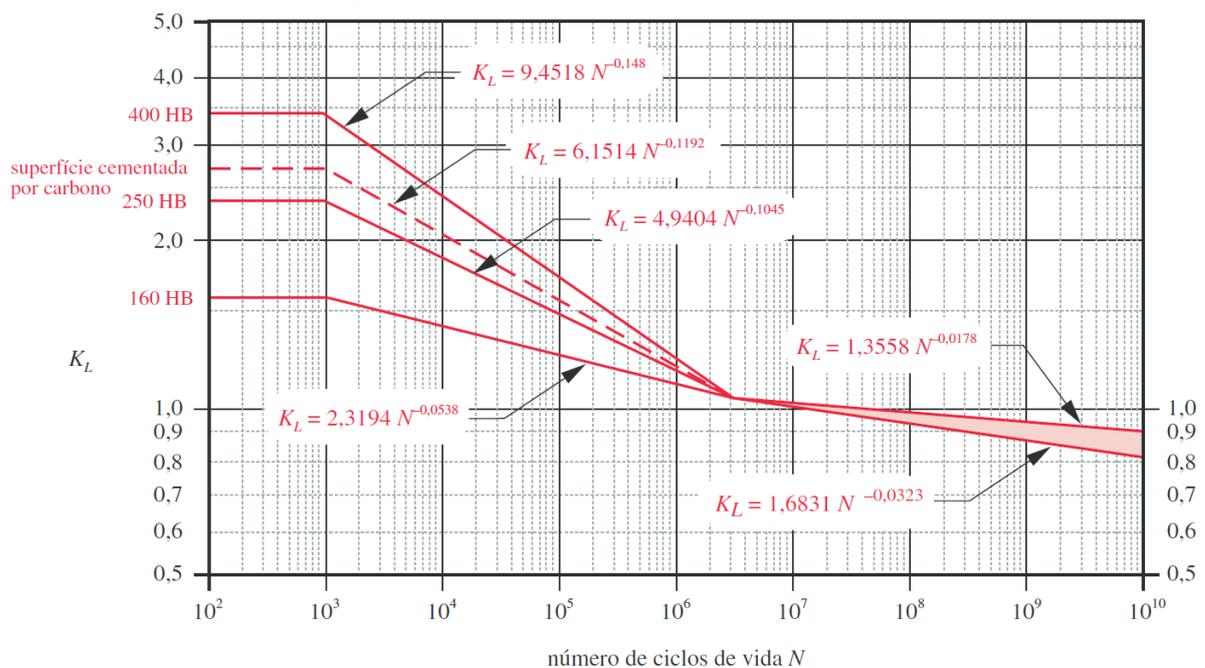
A fórmula de correção para a resistência à fadiga de flexão das engrenagens é:

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S'_{fb} \quad (56)$$

em que  $S'_{fb}$  é a resistência à fadiga de flexão publicada pela AGMA.  $S_{fb}$  é a resistência corrigida, e os fatores  $K$  são modificadores para levar em conta condições diversas (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), os dados experimentais são para uma vida 1E7 ciclos, dessa forma, um ciclo de vida menor ou maior requererá modificações na resistência à fadiga de flexão baseado na relação  $S-N$  do material. A Figura 15 ilustra os fatores de vida  $K_L$  para diferentes resistências definidas como dureza Brinell.

Figura 15 - Fator de resistência à flexão  $K_L$



Fonte: (NORTON, 2013).

Para a determinação do fator de vida, a AGMA sugere que a porção superior da zona hachurada pode ser usada para aplicações comerciais. A porção abaixo da zona hachurada é

geralmente usada para aplicações de serviço crítico em que pouca crateração e desgaste de dente são permissíveis e onde se requer suavidade de operação e níveis baixos de vibração. Infelizmente, valores similares ainda não foram desenvolvidos para engrenagens de materiais distintos desses aços (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), a temperatura do lubrificante é uma medida razoável da temperatura da engrenagem. Para aços em óleos com temperaturas até cerca de 250°F (aproximadamente 120° C),  $K_T$  pode ser posto igual a 1. Para temperaturas maiores, fazendo as conversões necessárias,  $K_T$  pode ser estimado a partir de:

$$K_T = \frac{492 + 1,8T}{620} \quad (57)$$

em que  $T$  é a temperatura do óleo em °C.

Os valores de resistência da *AGMA* baseiam-se na probabilidade estatística de 1 falha em 100 amostras, ou uma confiabilidade de 99% (NORTON, 2013), dessa forma, caso esta condição seja suficiente, deve-se utilizar  $K_R = 1$ . Se um fator de confiabilidade maior ou menor for desejado,  $K_R$  pode ser determinado a partir da Tabela 7.

Tabela 7 - Fator de confiabilidade

Confiabilidade [%]	$K_R$
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fonte: (NORTON, 2013).

### 2.3.10 Resistência à fadiga de superfície

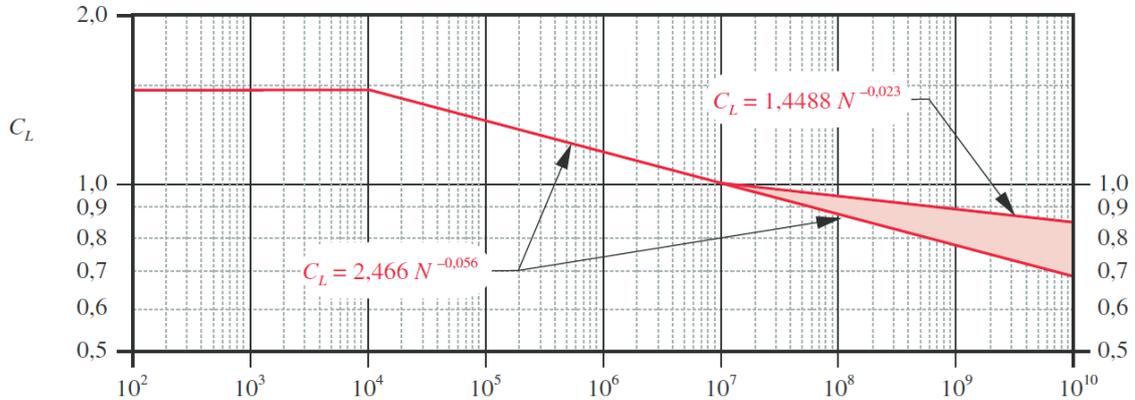
Há quatro fatores de correção que necessitam ser aplicados aos valores publicados pela *AGMA* a fim de obter o que designaremos como a resistência à fadiga de superfície corrigida para engrenagens (NORTON, 2013):

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_{fc} \quad (58)$$

em que os fatores  $C_T$  e  $C_R$  são os mesmos que  $K_T$  e  $K_R$ .  $C_L$  é o fator de vida, tem o mesmo propósito que o coeficiente  $K_L$ , porém se refere a uma curva *S-N* diferente e  $C_H$  é o fator de razão de dureza.

O fator de vida  $C_L$  pode ser encontrado através da Figura 16, de modo que as mesmas sugestões da AGMA para  $K_L$  se enquadram.

Figura 16 - Fator de resistência à flexão  $C_L$



Fonte: (NORTON, 2013).

O fator de razão de dureza  $C_H$  leva em conta situações nas quais os dentes do pinhão são mais duros que os dentes da engrenagem e, assim, atua para endurecer as superfícies do dente da engrenagem quando em funcionamento.  $C_H$  é aplicado somente para a resistência do dente da engrenagem, não do pinhão (NORTON, 2013). Existem duas maneiras de encontrar o valor de  $C_H$

- Para pinhões e coroas endurecidos completamente:

$$C_H = 1 + A_H(i - 1) \quad (59)$$

$$A_H = \begin{cases} 0 & \frac{HB_2}{HB_3} < 1,2 \\ 0,00898 \frac{HB_2}{HB_3} - 0,00829 & 1,2 \leq \frac{HB_2}{HB_3} \leq 1,7 \\ 0,00698 & \frac{HB_2}{HB_3} > 1,7 \end{cases} \quad (60)$$

em  $HB_2$  refere-se a dureza Brinell do pinhão e  $HB_3$  da coroa.

- Para pinhões com endurecimento de superfície (Dureza acima de 48 HRC) e coroas endurecidas completamente:

$$C_H = 1 + B_H(450 - HB_3) \quad (61)$$

$$B_H = 0,00075 e^{-0,052R_q} \quad (62)$$

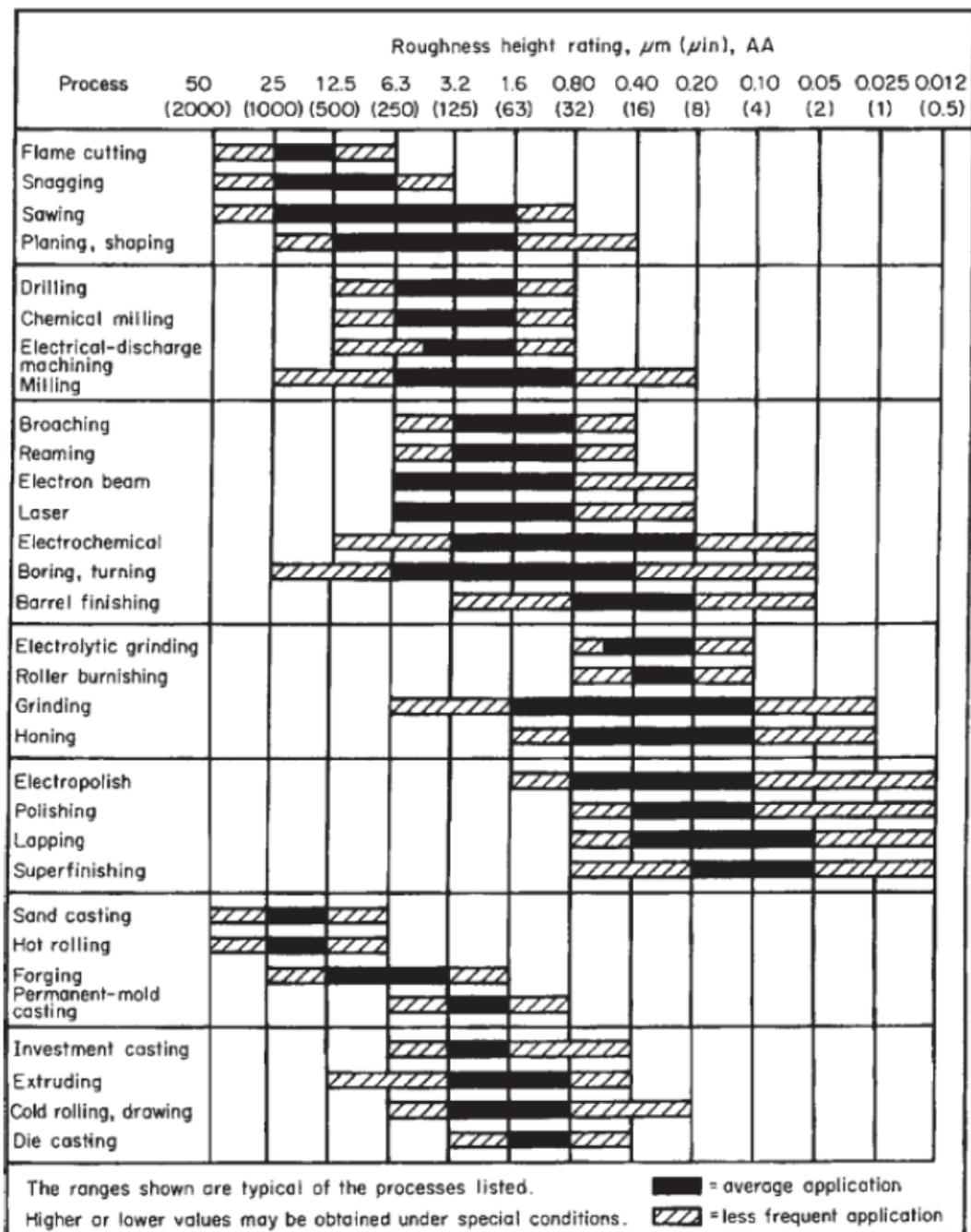
em que  $R_q$  é a rugosidade média quadrática do dente do pinhão [ $\mu\text{m rms}$ ].

Bralla (1999) reproduz através da Figura 17 alguns valores de rugosidade média  $R_a$  para diversos processos de fabricação submetidos a determinados acabamentos.

Segundo Agostinho et al., a medida  $R_q$  elevada ao quadrado traz um aumento do efeito da irregularidade, fazendo com que o valor de  $R_q$  seja cerca de 11% maior que o valor de  $R_a$ , assim, pode-se assumir:

$$R_q = 1,11R_a \tag{63}$$

Figura 17 - Acabamento superficial para alguns processos de fabricação



### 2.3.11 Coeficiente de segurança quanto à fadiga de flexão

Os coeficientes de segurança quanto à fadiga de flexão são calculados para cada um dos componentes do par engrenado e podem ser encontrados da seguinte forma:

$$N_{fb_{pinhão}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b_{pinhão}}} \quad (64)$$

$$N_{fb_{coroa}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{b_{coroa}}} \quad (65)$$

### 2.3.12 Coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície

O coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície é o mesmo para os dois componentes do par engrenado e pode ser encontrado da seguinte forma:

$$N_{fc} = \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \quad (66)$$

## 2.4 Dimensionamento de engrenagens cônicas

### 2.4.1 Geometria

A Figura 18 mostra uma seção transversal de duas engrenagens cônicas acopladas. Seus ângulos de cone de referência são denotados por  $\delta_2$  e  $\delta_3$  para o pinhão e a coroa, respectivamente. Os diâmetros de referência são definidos nas extremidades maiores, na parte detrás do cone. O tamanho e o formato do dente são definidos no cone detrás e são similares a um dente de engrenagem reta com um pinhão de adendo longo para minimizar a interferência e o adelgaçamento (NORTON, 2013).

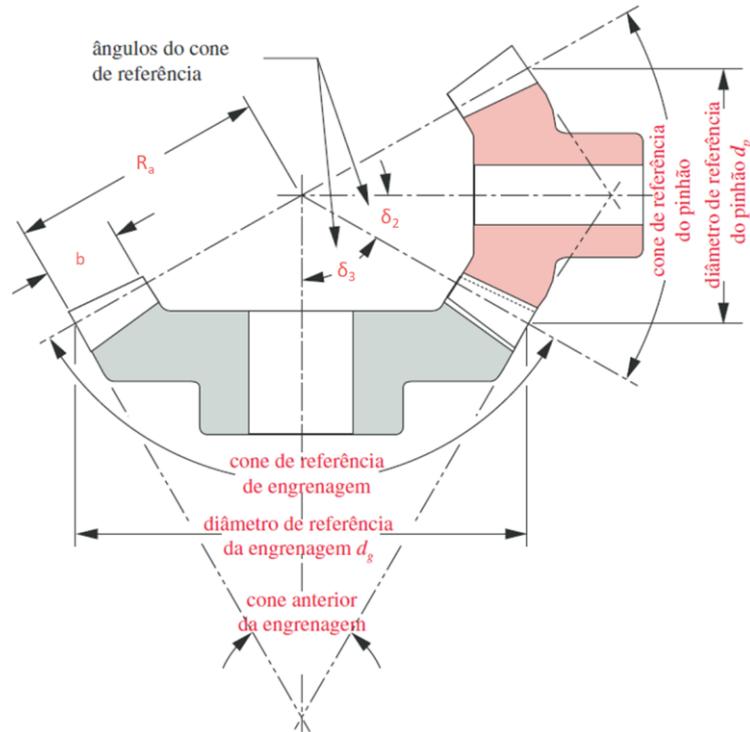
A largura de face  $b$ , pode ser limitada, geralmente pela divisão da geratriz  $R_a$  por 3. A partir da Figura 18, a geratriz pode ser determinada da seguinte forma:

$$R_a = \frac{r_2}{\sin \delta_2} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{d_3}{2 \sin \delta_3} \quad (67)$$

A razão de engrenamento para um par de engrenagens cônicas a  $90^\circ$  pode ser definido como:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{N_3}{N_2} = \frac{d_3}{d_2} = \tan \delta_3 = \cot \delta_2 \quad (68)$$

Figura 18 - Geometria e nomenclatura da engrenagem cônica



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

### 2.4.2 Análise de forças

Segundo Norton (2013), há componentes de força tangencial, radial e axial agindo em uma engrenagem cônica ou espiral. Para uma engrenagem cônica reta:

$$W_t = \frac{2T}{d_m} \quad (69)$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \delta \quad (70)$$

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \delta \quad (71)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} \quad (72)$$

em que  $d_m$  é o diâmetro médio e pode ser calculado da seguinte forma:

$$d_m = d - b \sin \delta$$

### 2.4.3 Análise de tensões

Em uma montagem típica de engrenagens cônicas, uma das engrenagens é frequentemente montada em balanço, fora do mancal. Isso significa que as deflexões do eixo podem ser mais pronunciadas e ter maior efeito na natureza do contato entre dentes. Uma

outra dificuldade que ocorre ao predizer as tensões em dentes de engrenagens cônicas de dentes retos é o fato de os dentes serem afunilados. Assim, para atingir contato perfeito de linha passando pelo centro do cone, os dentes têm de fletir mais na extremidade maior que na extremidade menor. Para se obter essa condição requer-se que a carga seja proporcionalmente maior na extremidade maior. Por causa desse caráter variável da carga através da face do dente, é desejável ter uma largura de face razoavelmente pequena (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

#### 2.4.4 Tensão de flexão

Segundo Budynas e Nisbett (2011), a equação da tensão de flexão em engrenagens cônicas pode ser descrita da seguinte forma:

$$\sigma_F = \frac{1000W_T K_A K_v}{b} \frac{Y_x K_{H\beta}}{m_{et} Y_\beta Y_J} \quad (73)$$

em que  $K_A$  é o fator de sobrecarga,  $K_v$  é o fator dinâmico,  $m_{et}$  é o módulo transversal externo,  $Y_x$  é o fator de tamanho para flexão,  $K_{H\beta}$  é o fator de distribuição de carga,  $Y_\beta$  é o fator de curvatura ao longo do comprimento e  $Y_J$  é o fator geométrico.

Para o fator de sobrecarga  $K_A$ , foi utilizado o mesmo conceito que o coeficiente das engrenagens cilíndricas de dentes retos da Tabela 5.

O fator dinâmico  $K_v$  leva em consideração o efeito da qualidade dos dentes de engrenagem com relação à velocidade e à carga. A *AGMA* se utiliza de um número de acurácia de transmissão para descrever a precisão com a qual perfis de dentes são espaçados ao longo do círculo primitivo (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Para o dimensionamento das engrenagens cônicas,  $K_v$  foi calculado da seguinte maneira:

$$K_v = \frac{50 + \sqrt{200V}}{50} \quad (74)$$

O fator de flexão  $Y_x$  pode ser encontrado da seguinte forma (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$Y_x = \begin{cases} 0,5 & m_{et} < 1,6 \text{ mm} \\ 0,4867 + 0,008339m_{et} & 1,6 \leq m_{et} \leq 50 \text{ mm} \end{cases} \quad (75)$$

O fator de distribuição de carga  $K_{H\beta}$  é definido da seguinte forma (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

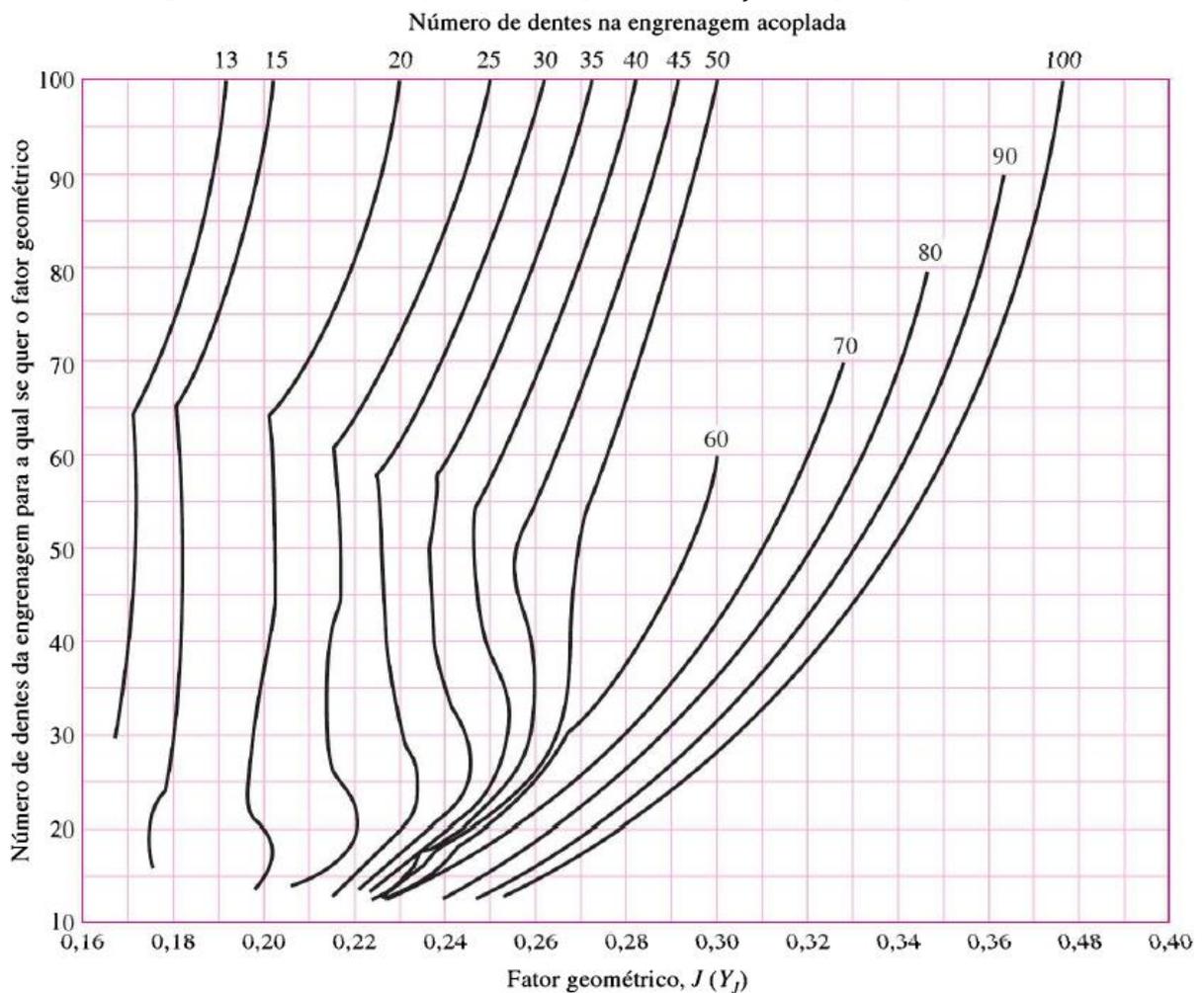
$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5,6(10^{-6})b^2 \quad (76)$$

Em que:

$$K_{mb} = \begin{cases} 1,00 & \text{ambos os membros montados entre mancais} \\ 1,10 & \text{um membro montado entre mancais} \\ 1,25 & \text{nenhum membro montado entre mancais} \end{cases} \quad (77)$$

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), o fator de curvatura  $Y_\beta$  para engrenagens de dentes retos é igual a 1. A Figura 19 mostra o fator geométrico  $Y_J$  para engrenagens cônicas de dentes retos com um ângulo de pressão de  $20^\circ$  e ângulo entre eixos de  $90^\circ$ .

Figura 19 - Determinação do fator geométrico  $Y_J$  de engrenagens cônicas



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

### 2.4.5 Tensão de superfície

Segundo Budynas e Nisbett (2011), a tensão de superfície ou tensão de contato pode ser definida da seguinte maneira:

$$\sigma_H = Z_E \left( \frac{1000W_t}{bdZ_I} K_A K_v K_{H\beta} Z_x Z_{xc} \right) \quad (78)$$

em que os termos  $K_A$ ,  $K_v$  e  $K_{H\beta}$  são os mesmos definidos no tópico acima.  $Z_E$  é o coeficiente elástico,  $Z_I$  é o fator geométrico,  $Z_x$  é o fator de tamanho,  $Z_{xc}$  é o fator de coroamento.

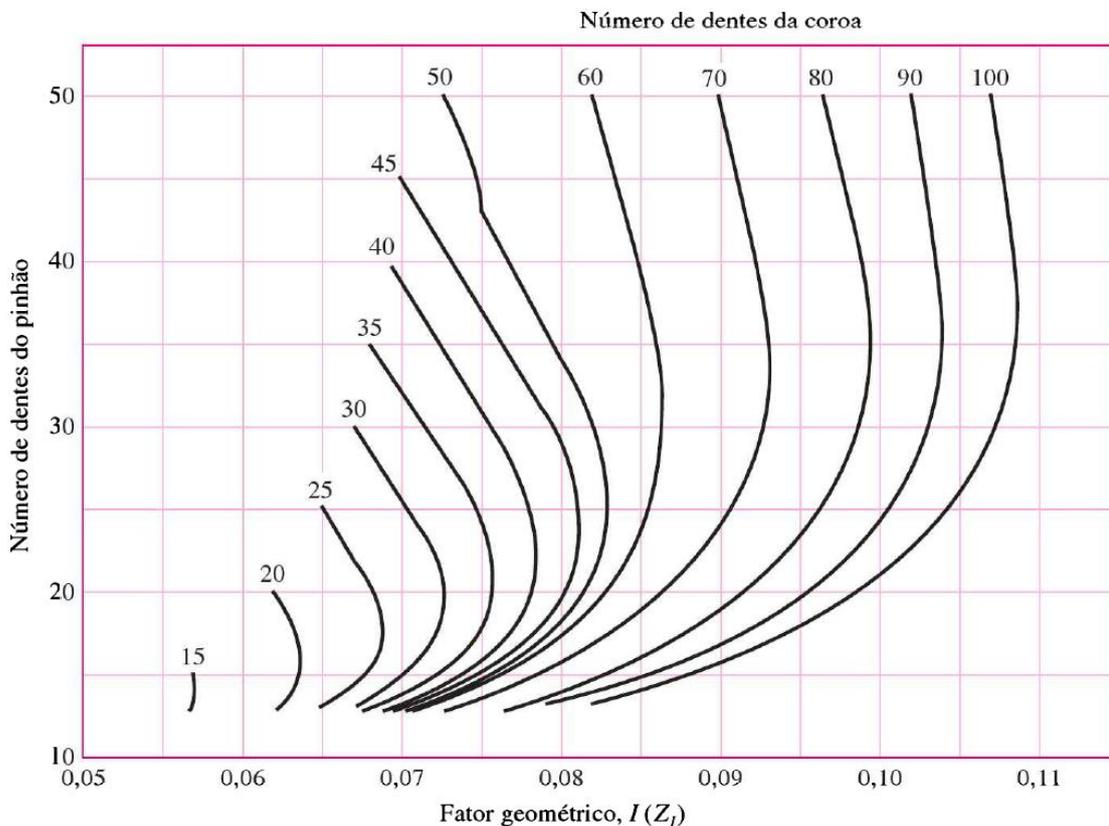
O coeficiente elástico para resistência à cavitação  $Z_E$  é dado da seguinte forma (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (79)$$

em que  $E_1$  e  $E_2$  são os módulos de Young para o pinhão e coroa, respectivamente [N/mm<sup>2</sup>].

A Figura 20 mostra o fator geométrico  $Z_I$  para engrenagens cônicas de dentes retos com um ângulo de pressão de 20° e ângulo entre eixos de 90° (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 20 - Determinação do fator geométrico  $Z_I$  de engrenagens cônicas



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

O fator de tamanho para resistência à cavitação pode ser encontrado a seguir (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$Z_x = \begin{cases} 0,5 & b < 12,7 \text{ mm} \\ 0,00492b + 0,4375 & 12,7 \leq b \leq 114,3 \text{ mm} \\ 1 & b > 114,3 \text{ mm} \end{cases} \quad (80)$$

Os dentes na maior da maior parte das engrenagens cônicas apresentam coroamento na direção do comprimento imposto durante o processo de manufatura, para acomodar a deflexão da montagem (BUDYNAS; NISBETT, 2011). O fator de coroamento para resistência à cavitação  $Z_{xc}$  é expresso abaixo:

$$Z_{xc} = \begin{cases} 1,5 & \text{dentes coroados de forma apropriada} \\ 2,0 & \text{ou dentes maiores não coroados} \end{cases} \quad (81)$$

#### 2.4.6 Resistência à fadiga de flexão

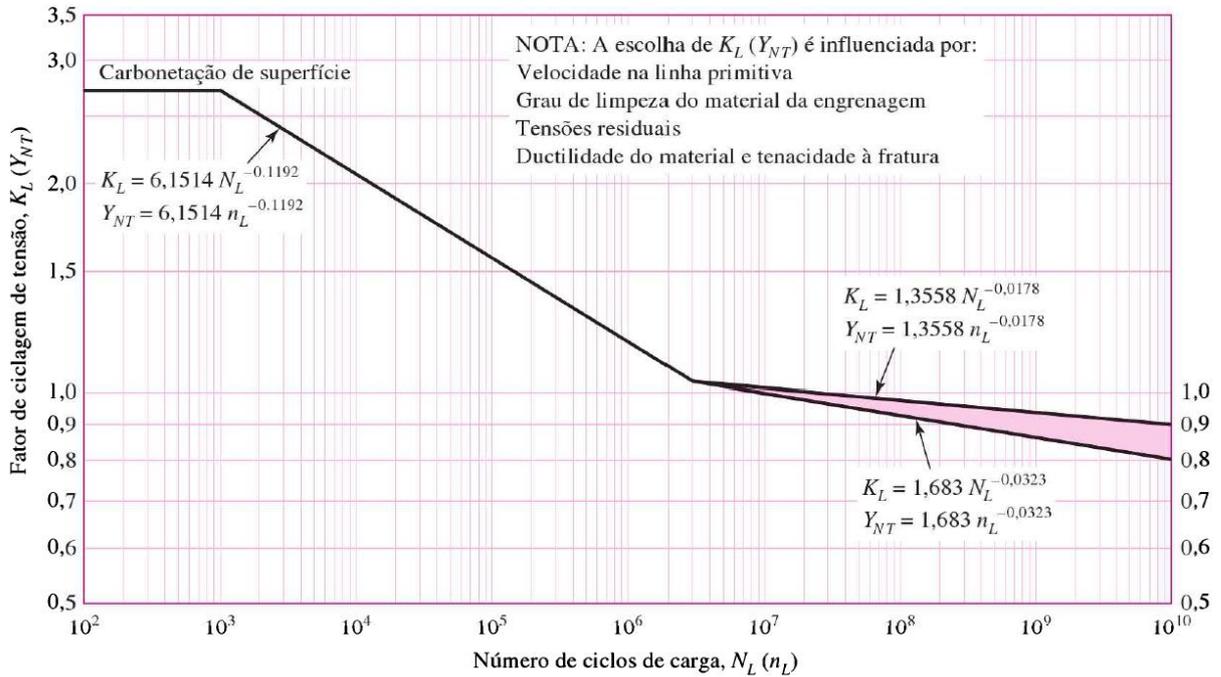
De acordo com Budynas e Nisbett (2011), a resistência à fadiga de flexão pode ser calculada através da Equação (82):

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z} \quad (82)$$

em que  $Y_{NT}$  é o fator de ciclagem de tensão,  $S_F$  é o fator de segurança que para este projeto será adotado igual a 1, para que seja possível encontrar o coeficiente de segurança quanto à fadiga de flexão,  $K_\theta$  é o fator de temperatura e  $Y_Z$  é o fator de confiabilidade.

O fator de ciclagem de tensão  $Y_{NT}$  pode ser encontrado pela Figura 21 e calculado da seguinte forma:

$$Y_{NT} = \begin{cases} 2,7 & 10^2 \leq n_L < 10^3 \\ 6,1514n_L^{-0,1182} & 10^3 \leq n_L < 3(10^6) \\ 1,6831n_L^{-0,0323} & 3(10^6) \leq n_L \leq 10^{10} \quad \text{geral} \\ 1,3558n_L^{-0,0323} & 3(10^6) \leq n_L < 10^{10} \quad \text{crítico} \end{cases} \quad (83)$$

Figura 21 - Fator de ciclagem  $Y_{NT}$ 

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

O fator de temperatura  $K_\theta$  é obtido com base nas equações abaixo:

$$K_\theta = \begin{cases} 1 & 0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 120^\circ\text{C} \\ \frac{273 + \theta}{393} & \theta > 120^\circ\text{C} \end{cases} \quad (84)$$

O fator de confiabilidade  $Y_Z$  é calculado por meio das seguintes equações de interpolação logarítmica:

$$Y_Z = \begin{cases} 0,5 - 0,25 \log(1 - R) & 0,99 \leq R \leq 0,999 \\ 0,7 - 0,15 \log(1 - R) & 0,90 \leq R < 0,99 \end{cases} \quad (85)$$

### 2.4.7 Resistência à fadiga de superfície

Segundo Budynas e Nisbett (2011), a resistência à fadiga de superfície pode ser obtida pelo seguinte equacionamento:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_H Z_{NT} Z_W}{S_H K_\theta \sqrt{Y_Z}} \quad (86)$$

em que  $Z_{NT}$  é o fator de ciclagem de tensão,  $Z_W$  é o fator de razão de dureza,  $S_H$  é o fator de segurança que para este projeto será adotado igual a 1, para que seja possível encontrar o coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície.

O fator de ciclagem de tensão é calculado da seguinte maneira:

$$Z_{NT} = \begin{cases} 2 & 10^3 \leq n_L \leq 10^4 \\ 3,4822n_L^{-0,0602} & 10^4 \leq n_L \leq 10^{10} \end{cases} \quad (87)$$

em que  $n_L$  é a vida em ciclos.

Para determinar o fator de razão de dureza  $Z_W$  existem dois cenários

- Para pinhões e coroas endurecidos completamente:

$$Z_W = 1 + B_1 \left( \frac{N_2}{N_3} - 1 \right) \quad (88)$$

$$B_1 = 0,00898 \left( \frac{H_{B2}}{H_{B3}} \right) - 0,00829 \quad (89)$$

- Para pinhões com endurecimento de superfície (Dureza acima de 48 HRC) e coroas endurecidas completamente:

$$Z_W = 1 + B_2(450 - H_{B3}) \quad (90)$$

$$B_2 = 0,00075e^{(-0,52R_{a2})} \quad (91)$$

em que  $R_{a2}$  é a rugosidade média do pinhão [ $\mu\text{m}$ ].

## 2.4.8 Coeficiente de segurança quanto à fadiga de flexão

O cálculo dos coeficientes de segurança quanto à fadiga de flexão para as engrenagens cônicas é análogo ao referente às engrenagens cilíndricas de dentes retos. Assim:

$$N_{fb_{pinhão}} = \frac{\sigma_{FP_{pinhão}}}{\sigma_{F_{pinhão}}} \quad (92)$$

$$N_{fb_{coroa}} = \frac{\sigma_{FP_{coroa}}}{\sigma_{F_{coroa}}} \quad (93)$$

## 2.4.9 Coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície

Da mesma forma que o coeficiente de segurança quanto à fadiga de flexão, o cálculo do coeficiente de segurança quanto à fadiga de superfície também é análogo ao referente às engrenagens cilíndricas de dentes retos:

$$N_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \quad (94)$$

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Dados de entrada

Para este projeto foram utilizadas as versões estudiantis dos *softwares CAD SolidWorks®* e *Autodesk Inventor®* para desenho e melhor visualização da montagem dos componentes. Utilizou-se de catálogos para os elementos comerciais, de modo que para os rolamentos foi utilizado o catálogo da *SKF®* e para os anéis elásticos o catálogo da *SEEGER®*.

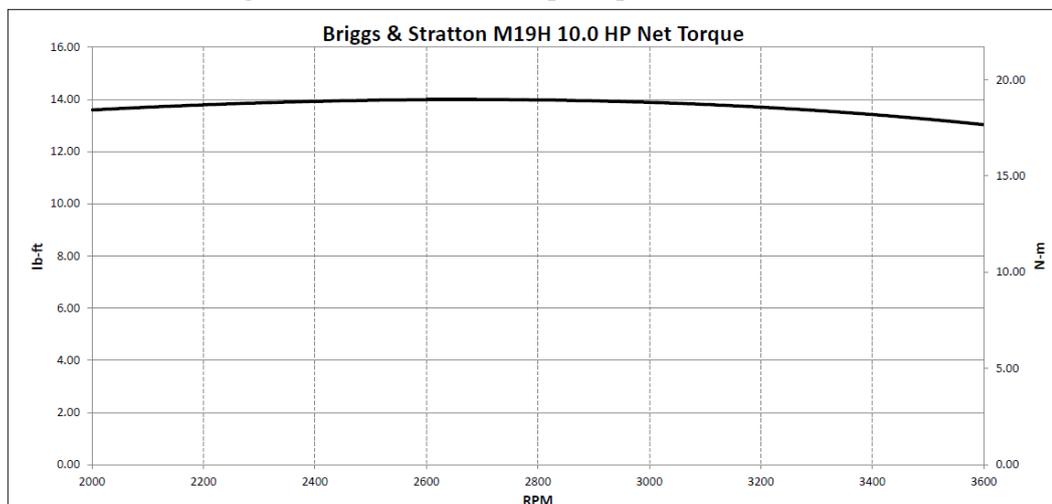
Para o dimensionamento dos componentes, foram seguidas bibliografias consolidadas, de modo que para auxiliar os cálculos foram utilizadas planilhas eletrônicas.

Segundo o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB), para assegurar uma base equivalente de comparação para os eventos dinâmicos, todos os veículos devem usar os mesmos motores: *Briggs & Stratton OHV Intek Model 20* (série 20) ou *Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19* (série 19). Os únicos números de modelo aceitáveis são: 205432, 205437, 205332 e 20S232, 19L232-0054-G1.

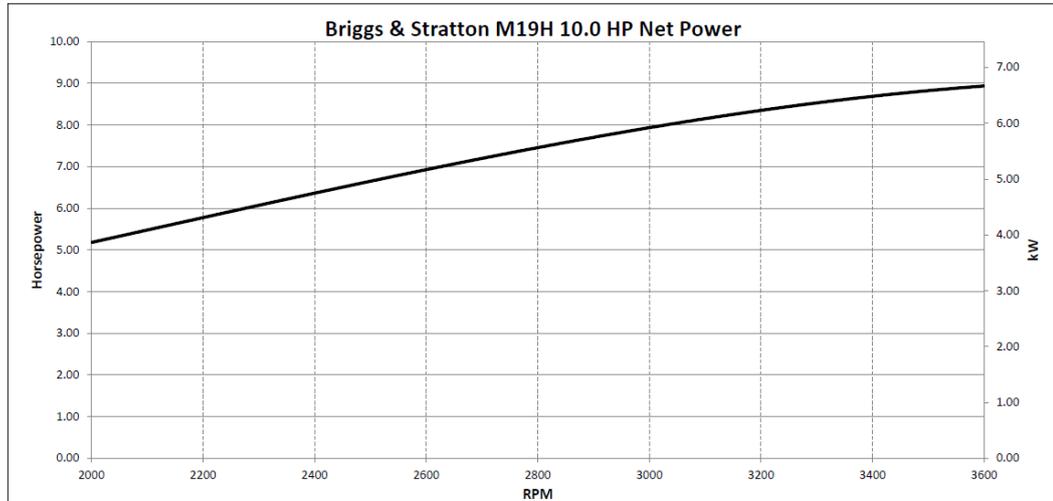
A equipe Baja UFSCar possui o motor *Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19*, tal qual suas curvas de torque e potência em função da rotação podem ser visualizadas na Figura 22.

Pela Figura 22(a), pode-se notar que o maior torque está localizado em torno de 2600 rpm, faixa essa que representa uma potência de aproximadamente 6,8 HP que quando convertido para o SI, obtém-se uma potência de 5,1 kW.

Figura 22 - Curvas de torque e potência do motor



(a) Curva de torque pela rotação



(b) Curva de potência pela rotação

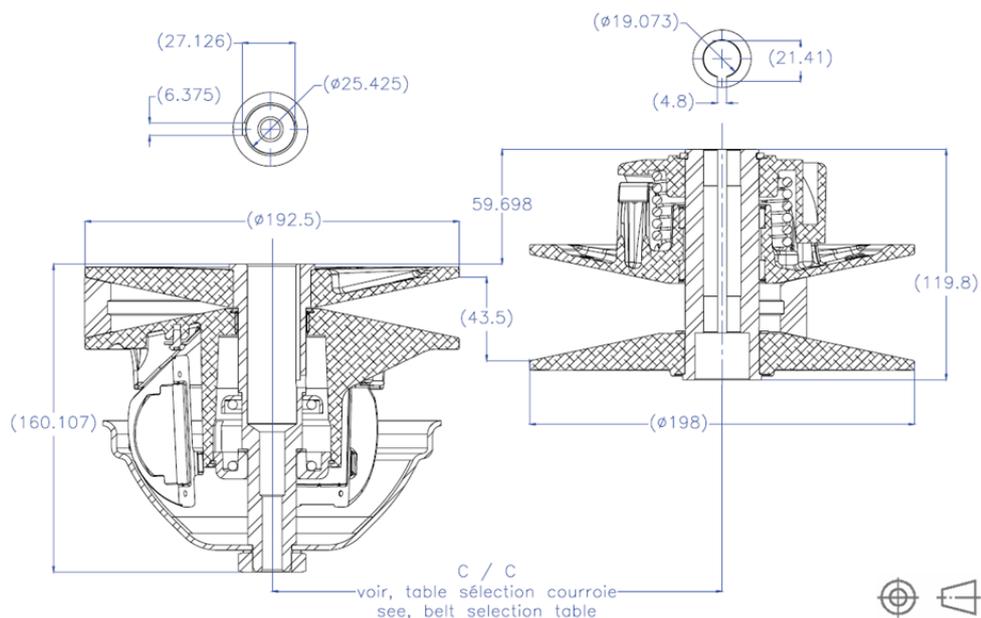
Fonte: (BRIGGS &amp; STRATTON, 2022).

A transmissão primária variável que o time detém é do tipo *Continuously Variable Transmission (CVT)* da marca *CVTech®*, sendo que algumas características são evidenciadas na Tabela 8 e suas dimensões principais podem ser visualizadas na Figura 23.

Tabela 8 - Especificações da *CVTech*

Entre eixos [mm]	Correia	Relação mínima	Relação máxima	Variação da relação
299	KE52-2205-S	3:1	0,43:1	6,97

Fonte: Adaptado de (CVTECH-IBC, 2012).

Figura 23 - Dimensões principais da *CVTech* em mm

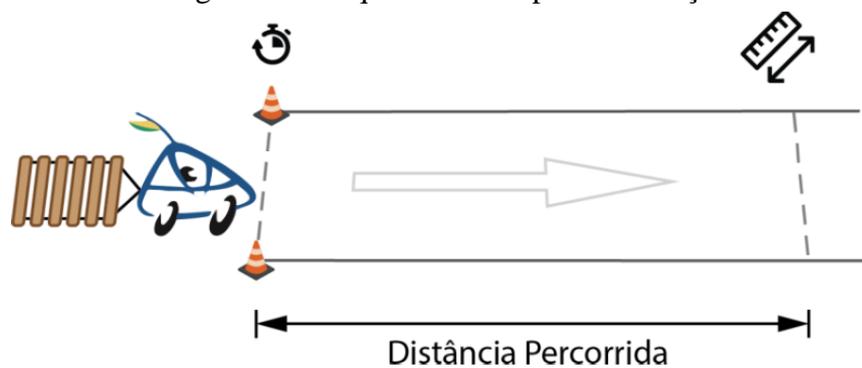
Fonte: Adaptado de (CVTECH-IBC, 2012).

Para este projeto, o dimensionamento dos elementos será realizado levando em consideração o torque máximo do motor e redução máxima da *CVT*, que de acordo com os fabricantes os valores são de 18,7 Nm e 3, respectivamente.

Por meio de Nishiguchi (2018), a equipe Baja UFSCar utilizou como dado de entrada a massa total aproximada de 278,9 kg, considerando a adição de novos componentes para o sistema 4x4, sendo eles: o diferencial dianteiro, eixo cardã e acoplamento. Além disso, o centro de gravidade foi deslocado de modo que o peso total estaria distribuído em 63% nas rodas traseiras e 37% nas rodas dianteiras, sendo possível estipular um valor de redução nominal desejado de 11,7. O erro máximo aceitável entre a redução nominal e a real foi definido como sendo de 0,6%.

Como dito anteriormente, os desafios enfrentados nas competições organizadas pela SAE Brasil são diversos, ao ponto de que a maior dificuldade é projetar um veículo que consiga se sair bem em todas as provas. Este projeto foi desenvolvido pensando principalmente na prova de tração, em que acontece em solo horizontal e de acordo com RATBSB um dispositivo é engatado ao ponto de reboque traseiro do veículo e, conforme o veículo se move, a carga do dispositivo aumenta progressivamente. Para este cenário, a distribuição de potência entre os eixos traseiro e dianteiro seguirá da mesma forma que a distribuição de peso mencionada acima.

Figura 24 - Esquemático da prova de tração



Fonte: (BAJA SAE BRASIL, 2022).

Este projeto foi baseado em cálculos para que os componentes tenham vida de aproximadamente 1000 horas, tempo suficiente para participar de 4 competições e realizações de testes. Não foi realizado o cálculo de vida ISO dos rolamentos e nem a definição da viscosidade do óleo. Foi feita uma análise da vida  $L_{10}$  em função da carga equivalente e capacidade de carga dos rolamentos para se ter ideia do seu tamanho. Além disso, também

não foi levado em consideração a montagem e o projeto da carcaça do redutor, mas o dimensionamento dos eixos partiu do princípio de deixar o centro dos rolamentos alinhados.

### 3.2 Solução escolhida

A partir da sessão seção 2.1, pode-se visualizar um comparativo entre os tipos de transmissão que seriam capazes de proporcionar um sistema 4x4 no protótipo veicular da equipe Baja UFSCar na Tabela 9.

Tabela 9 - Comparação entre os sistemas de transmissão

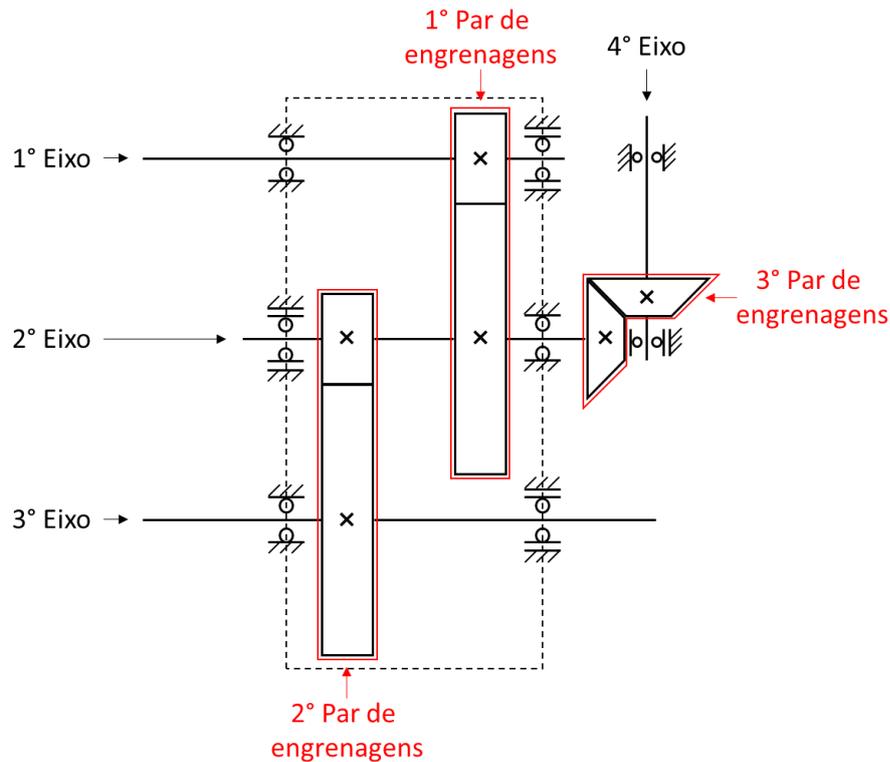
<b>Tipo de transmissão</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>	<b>Rendimento</b>	<b>Relação máxima</b>
Engrenagens cilíndricas de dentes retos	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ausência de geração de forças axiais</li> <li>- Resistência a altos torques</li> <li>- Baixo custo</li> <li>- Manufatura simples</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Concentradores de tensões</li> <li>- Alto ruído</li> <li>- Necessidade de lubrificação</li> </ul>	95 - 99%	8
Engrenagens cilíndricas helicoidais (Eixos paralelos)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Menores dimensões</li> <li>- Baixo ruído</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Geração de forças axiais</li> <li>- Alto custo</li> <li>- Manufatura mais complexa</li> <li>- Necessidade de lubrificação</li> </ul>	95 - 99%	8
Engrenagens cônicas	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Resistência a altos torques</li> <li>- Baixo custo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Geração de forças axiais</li> <li>- Alto ruído</li> </ul>	97 - 98%	6
Correias	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Baixo ruído</li> <li>- Melhor absorção e amortecimento de choques</li> <li>- Disposição simples</li> <li>- Grande distância entre centros</li> <li>- Fácil desacoplamento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Maiores dimensões</li> <li>- Escorregamento</li> <li>- Variação no alongamento da correia</li> </ul>	70 - 98%	20
Correntes	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Baixo custo</li> <li>- Grande distância entre centros</li> <li>- Fácil manutenção</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alto ruído</li> <li>- Variação na velocidade</li> <li>- Acúmulo de sujeira</li> </ul>	95 - 99%	10

Fonte: Próprio autor.

Para este projeto, optou-se pela combinação de dois pares de engrenagens cilíndricas de dentes retos e um par de engrenagens cônicas conforme Figura 25, por se tratar de elementos que podem ser manufaturados dentro da própria universidade e pelos próprios

membros, uma vez que são componentes relativamente simples de serem fabricados, contribuindo para o intuito do projeto e missão da equipe que é fazer com que os alunos evoluam e adquiram conhecimento para estarem preparados para o mercado de trabalho.

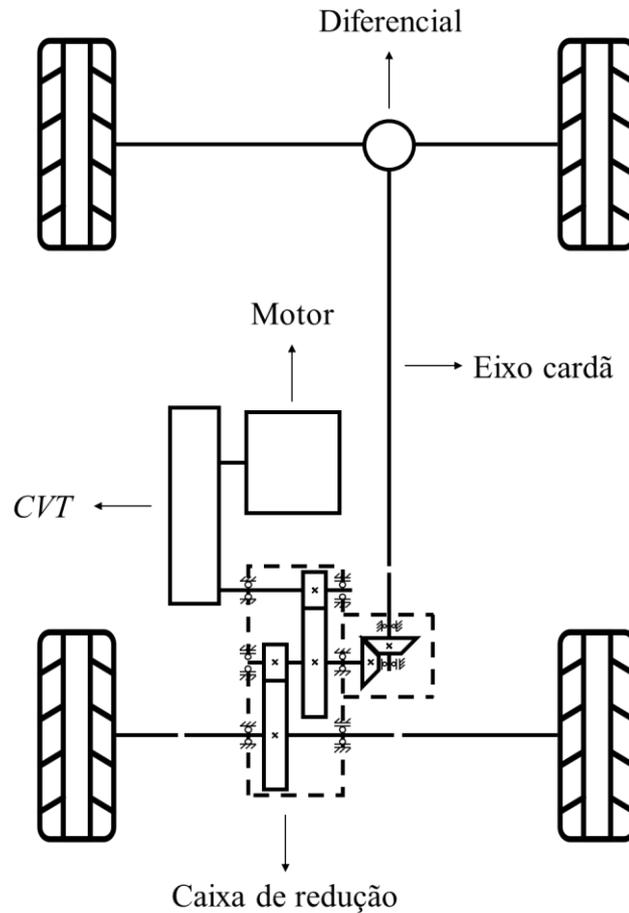
Figura 25 - Esquema adotado para o projeto



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 26, é possível visualizar uma representação simplificada da solução escolhida no veículo. Soluções envolvendo correias ou correntes exigiriam de um espaço grande para implementação no veículo. As engrenagens helicoidais não foram escolhidas devido à complexidade de sua fabricação, uma vez que serão manufaturadas pelos próprios membros da equipe.

Figura 26 – Representação simplificada da caixa da solução escolhida no veículo



Fonte: Próprio autor.

Para a integração do sistema 4x4 será necessário a utilização de um eixo cardã e um diferencial para transmissão de potência para as rodas dianteiras, porém o dimensionamento dos mesmos não será desenvolvido neste projeto.

### 3.3 Definição das relações parciais

Para definir as reduções parciais, utilizou-se como estimativa inicial a Figura 8, na qual é necessário entrar com o valor da redução final no eixo das abscissas e cruzar com as curvas  $u_I$  e  $u_{II}$ , dessa forma, é possível encontrar a redução do primeiro e do segundo par, respectivamente. Para o caso em questão, utilizou-se inicialmente  $u_I \approx 4$  e  $u_{II} \approx 2,9$ .

A fim de viabilizar o projeto de um diferencial dianteiro que seja capaz de receber como entrada um eixo cardã, este projeto foi realizado considerando que o par de engrenagens cônicas teria relação 1:1, pois para que a conexão seja bem-sucedida, é necessário que na

entrada do diferencial haja um engrenamento hipoidal ou cônico que, devido a geometria do conjunto, o pinhão e a coroa não podem ter a mesma dimensão.

Com os valores das reduções parciais em mãos, foi possível determinar o número de dentes de cada par de engrenagens, respeitando o erro de 0,6% em relação a redução final desejada. A estratégia utilizada foi iniciar com o menor número de dentes possível, a fim de se obter dimensões mais compactas, com menor momento de inércia e massa. Mais à frente será possível verificar a comparação realizada entre as soluções encontradas.

### 3.4 Definição dos módulos transversais parciais

A estimativa inicial dos módulos transversais parciais partiu da Figura 7, de forma que foi traçada uma linha vertical no eixo das ordenadas no valor de rotação referente ao torque máximo do motor dividida pelo valor de redução máxima da transmissão primária, e uma linha horizontal no eixo das abscissas referente ao valor de potência máxima do motor. A mesma metodologia foi utilizada para definir o módulo transversal do segundo par de engrenagens, porém entrando com os valores de rotação e potência corrigidos. Assim, os cálculos de dimensionamento inicial foram realizados utilizando módulo igual a 2 mm para o primeiro par de engrenagens, 2,5 mm para o segundo e 2 mm para o terceiro.

### 3.5 Rendimentos e potências

Para cálculo das potências, rotações e torques eixo a eixo, seguindo as recomendações de Budynas e Nisbett (2011), estabeleceu-se que  $\eta_{ECDR} = 97\%$ ,  $\eta_{ECôn} = 98\%$  e  $\eta_{mancal} = 99\%$ . O rendimento da transmissão primária foi determinado com base nos dados do fabricante, o qual informa que  $\eta_{CVT} = 80\%$ .

Dessa forma, utilizando as equações demonstradas na sessão 3.2.4 os valores obtidos estão expressos na Tabela 10.

Tabela 10 - Potências em cada eixo

<b>Eixo</b>	<b>Potência [kW]</b>
Eixo 1 (CVT)	4,02
Eixo 2 (Intermediário)	3,84
Eixo 3 (Saída rodas traseiras)	3,67
Eixo 4 (Saída para diferencial)	1,37*

\* Para o 4º Eixo houve uma diminuição significativa na potência devido a distribuição do peso do veículo, que para este projeto está sendo considerado 63% para as rodas traseiras e 37% para as rodas dianteiras levando em conta a adição de novos elementos.

Os valores de rotações e torques não serão mostrados nesta sessão pois até o momento não foi possível definir as reduções parciais finais dos pares de engrenagens.

### 3.6 Dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos

Para as engrenagens, foi escolhido o material aço AISI 4140 nitretado por ser um material facilmente encontrado no mercado, confiável e conhecido pela equipe. Como não foi realizado nenhum ensaio mecânico no material, os valores expostos por Norton (2013) referentes às resistências à fadiga de flexão, à fadiga de superfície e dureza foram utilizados, tal qual  $S'_{fb} = 310$  MPa,  $S'_{fc} = 1250$  MPa e  $HB = 456$  HB, assim, para o módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson foi utilizado  $E = 206$  GPa e  $\nu = 0,3$ .

A estimativa inicial de largura de face das engrenagens cilíndricas de dentes retos foi calculada como sendo  $F_{coroa} = 12m$  e  $F_{pinhão} = 13m$ , uma vez que a faixa recomendada por Norton (2013) é de  $8m \leq F \leq 16m$ . Já para a largura da face do cubo, utilizou-se da equação exposta por Niemann (1971):

$$l \approx x \sqrt[3]{\frac{T}{100}} \quad (95)$$

onde  $x$  é um coeficiente que leva em consideração o tipo de união eixo-cubo e o tipo de material. Para união utilizando chaveta plana e cubo de aço  $x = 3,5$ , dessa forma  $l_{c1} = 41,9$  mm e  $l_{c2} = 58,7$  mm.

Para o ângulo de pressão, o valor utilizado foi  $\phi = 20^\circ$ , pois segundo Norton (2013) é o valor mais comumente usado.

Para determinação dos coeficientes de aplicação de carga, assumiu-se que os choques das máquinas motora e movida foi pesado e moderado, respectivamente, uma vez que o motor utilizado pela equipe Baja UFSCar é monocilíndrico de combustão interna e o veículo não é relativamente leve, dessa forma, os valores obtidos foram  $K_a = C_a = 2$ .

O número de qualidade  $Q_v$  adotado foi 7, uma vez que a AGMA recomenda a utilização deste número para velocidades primitivas entre 0 e 4 m/s. Assim,  $K_{v1} = C_{v1} = 0,80$  e  $K_{v2} = C_{v2} = 0,86$ , em que os subíndices 1 e 2 se referem ao 1º e 2º par de engrenagens, respectivamente.

O coeficiente de borda utilizado foi  $K_b = 1$  e, para isso, foi adotado  $t_r = 1,2h$ .

Como nenhuma engrenagem do projeto proposto é intermediária, foi utilizado  $K_i = 1$  para todas os componentes.

Como mencionado anteriormente, os dados de módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson foram retirados de Norton (2013) e com isso, para o coeficiente elástico obteve-se  $C_p = 189,81$  MPa.

Como o acabamento superficial das engrenagens será padrão, adotou-se  $C_f = 1$ .

Com base nas Figura 15 e Figura 16, e por caber a utilização da porção superior da zona hachurada, pois elementos de características comerciais atendem as necessidades do projeto, é possível definir os fatores de correção de vida das engrenagens. Os valores encontrados podem ser vistos na Tabela 11.

Tabela 11 – Parâmetros de vida das engrenagens cilíndricas de dentes retos

<b>Coefficiente</b>	<b>Pinhão 1</b>	<b>Coroa 1</b>	<b>Pinhão 2</b>	<b>Coroa 2</b>
$L_h$ [h]	1000	1000	1000	1000
$n$ [rpm]	866,67	212,73	212,73	74,45
$L$ [ciclos]	5,20E+07	1,28E+07	1,28E+07	4,47E+06
$K_l$	0,99	1,01	1,01	1,03
$C_l$	0,96	0,99	0,99	1,05

Fonte: Próprio autor.

Vale ressaltar que para o cálculo dos coeficientes de correção de vida, foi levado em consideração a rotação de torque máximo do motor dividido pela redução máxima da *CVT*.

Para determinação do fator de confiabilidade, devido o baixo volume de produção, assumiu-se a possibilidade de 1 a cada 100 peças falhar antes do tempo requerido, ou seja, confiabilidade de 99%, valor esse que satisfaz a necessidade do projeto, já que não se trata de produção em massa, assim  $K_R = C_r = 1$ .

Com base em estudos utilizando sensores LM35, a equipe Baja UFSCar conseguiu levantar dados referentes a temperatura do óleo da caixa de transmissão de protótipos antigos e o maior valor não ultrapassou de  $T = 80$  C°, com isso, assumindo este mesmo valor como dado de entrada, foi possível definir os coeficientes de correção de temperatura como sendo  $K_T = C_T = 1$ .

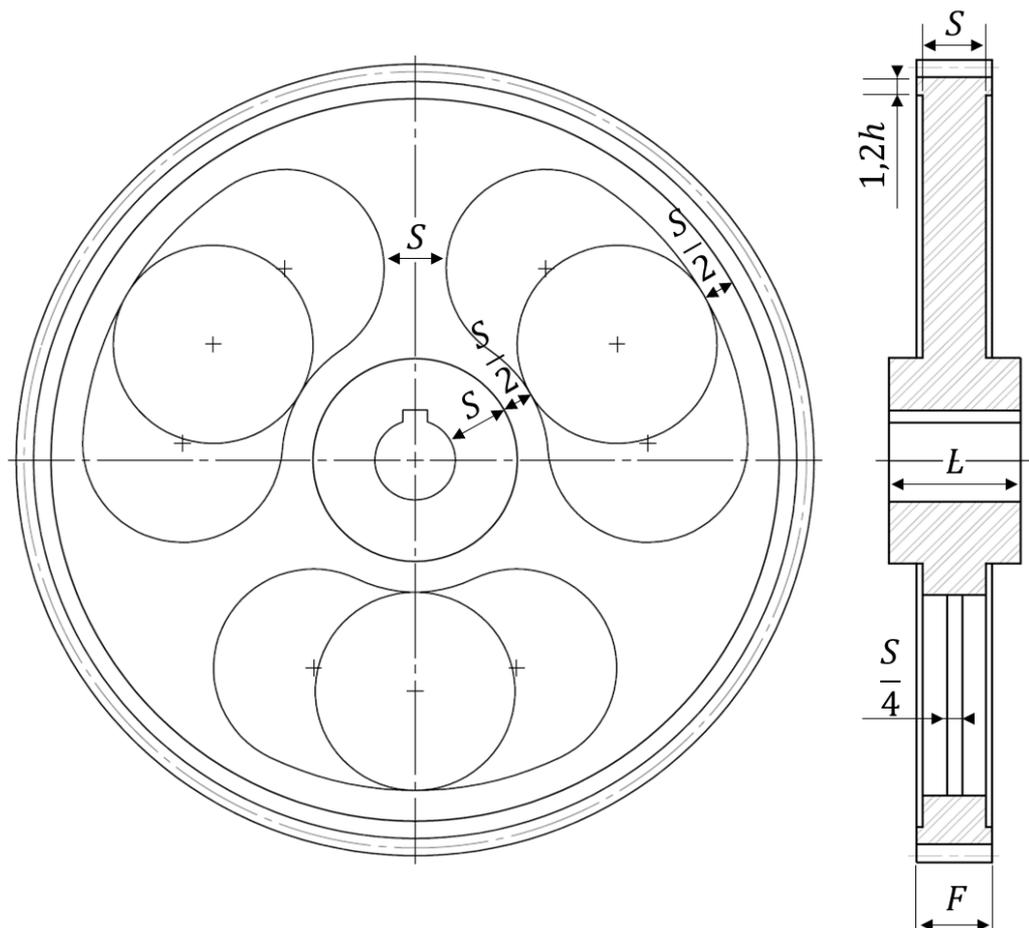
Como as engrenagens serão manufaturadas dentro da própria universidade em fresadoras comuns, a rugosidade média aritmética pode ser admitida como sendo  $R_a = 0,8$   $\mu\text{m}$ , como exposto por Bralla (1999) na Figura 17. Além disso, pelo fato de utilizar o mesmo material, com mesma dureza, para os componentes, utilizou-se  $C_H = 1$ .

Os fatores de carregamento  $K_m$  e  $C_m$  dependem da largura de face do dente e os coeficientes de tamanho  $K_s$  e  $C_s$  dependem do módulo transversal e como até o momento esses dois parâmetros não foram definidos, serão apresentados mais à frente. O mesmo acontece com o fator geométrico de superfície  $I$ , que depende do diâmetro primitivo, módulo e distância entre centros das engrenagens.

### 3.7 Alívio na alma das coroas cilíndricas de dentes retos

Com o intuito de diminuir o momento de inércia das engrenagens cilíndricas de dentes retos, foram realizados alívios em suas almas. Foi utilizado como base algumas ideias apresentadas por Orlov (1976), de forma que a geometria definida para as almas das coroas de dentes retos pode ser visualizada na Figura 27.

Figura 27 - Dimensões utilizadas para o alívio da alma das engrenagens



Fonte: Próprio autor.

### 3.8 Dimensionamento das engrenagens cônicas

Para as engrenagens cônicas, vale relembrar que para este projeto, decidiu-se que relação de engrenamento escolhida foi 1:1, de forma a possibilitar a instalação de um diferencial dianteiro que ligará o eixo cardã ao eixo dianteiro do veículo.

Assim como para as engrenagens cilíndricas de dentes retos, para as engrenagens cônicas o material escolhido foi o AISI 4140 nitretado, de modo que os valores referentes à resistência à fadiga e dureza foram retirados de Norton (2013).

A largura dos dentes das engrenagens cônicas foi calculada como sendo  $b = \frac{R_a}{3}$ , seguindo a recomendação de Budynas e Nisbett (2011) e a largura do cubo foi determinada pela Equação (95) resultando em  $l_3 = 30$  mm.

Para  $Q_v = 7$ , os fatores dinâmicos encontrados foram  $K_{v3} = C_{v3} = 1,14$ .

Com o intuito de se ter um coeficiente de distribuição de carga não tão alto atrelado com a dificuldade de montagem, optou-se pela solução de apenas um membro do par de engrenagens cônicas estar montado entre mancais.

Os dentes não serão coroados, assim  $Z_{xc} = 2,00$ . Como se trata de um par de engrenagens cônicas de dentes retos  $Y_\beta = 1$ .

O resultado dos fatores de ciclagem pode ser visualizado na Tabela 12.

Tabela 12 - Parâmetros de vida das engrenagens cônicas

<b>Coefficiente</b>	<b>Pinhão 3</b>	<b>Coroa 3</b>
$L_h$	1000	1000
$n$ [rpm]	212,73	212,73
$n_L$	1,28E+07	1,28E+07
$Z_{nt}$	1,30	1,30
$Y_{nt}$	0,99	0,99

Fonte: Próprio autor.

Para este caso, o mesmo material está sendo utilizado para ambas as engrenagens, portanto, o fator de razão de dureza  $Z_w = 1$ .

Como mencionado na sessão anterior, o valor de temperatura aproximado da caixa de engrenagens é de  $T = 80$  C°, dessa forma,  $K_\theta = 1$ .

Este projeto requer que o coeficiente de segurança devido à fadiga seja  $1,1 \leq N_f \leq 1,5$ , dessa maneira, para os cálculos das tensões em que as engrenagens cônicas estão submetidas, será considerado  $S_h = S_f = 1$ , ao passo que posteriormente o coeficiente de segurança será calculado a partir da razão entre a tensão submetida e a sua resistência.

Utilizando o mesmo princípio da sessão anterior, a confiabilidade será de 99%, o que resulta em  $Y_Z = Z_Z = 1$ .

Os coeficientes  $Z_x$  e  $K_{H\beta}$  dependem do diâmetro primitivo, o  $Y_x$  depende do módulo transversal externo e os fatores  $Z_i$  e  $Y_j$  dependem do número de dentes, e como até o momento esses valores ainda não foram definidos, estes coeficientes serão apresentados mais à frente.

### 3.9 Dimensionamento dos eixos

Para os eixos, o material escolhido foi o aço 4130 temperado e revenido a 1200°C, pelo mesmo motivo mencionado na escolha do material das engrenagens. Segundo Norton (2013), o material tem  $S_{ut} = 814$  MPa e  $S_y = 703$  MPa.

Com as engrenagens definidas, foi possível realizar os diagramas de corpo livre para cada eixo. Primeiramente, definiu-se uma medida estimada para a distância entre os rolamentos de cada eixo. Com base na largura de face dos cubos das engrenagens e em catálogos de rolamentos e de anéis elásticos, foram determinadas as distâncias entre cada ponto conforme a Tabela 13.

Tabela 13 - Distâncias entre os pontos dos eixos

Segmento de reta	Distância [mm]
$\overline{PO_1}$	74,00
$\overline{O_1P_1}$	96,00
$\overline{O_1O_2}$	129,00
$\overline{O_3C_1}$	42,00
$\overline{O_3P_2}$	96,00
$\overline{O_3O_4}$	129,00
$\overline{O_3P_3}$	162,00
$\overline{S_1O_5}$	25,00
$\overline{S_1S_2}$	202,00
$\overline{O_5C_2}$	42,00
$\overline{O_5O_6}$	129,00
$\overline{O_7C_3}$	25,00
$\overline{O_7O_8}$	58,00
$\overline{O_7S_3}$	95,00

Fonte: Próprio autor.

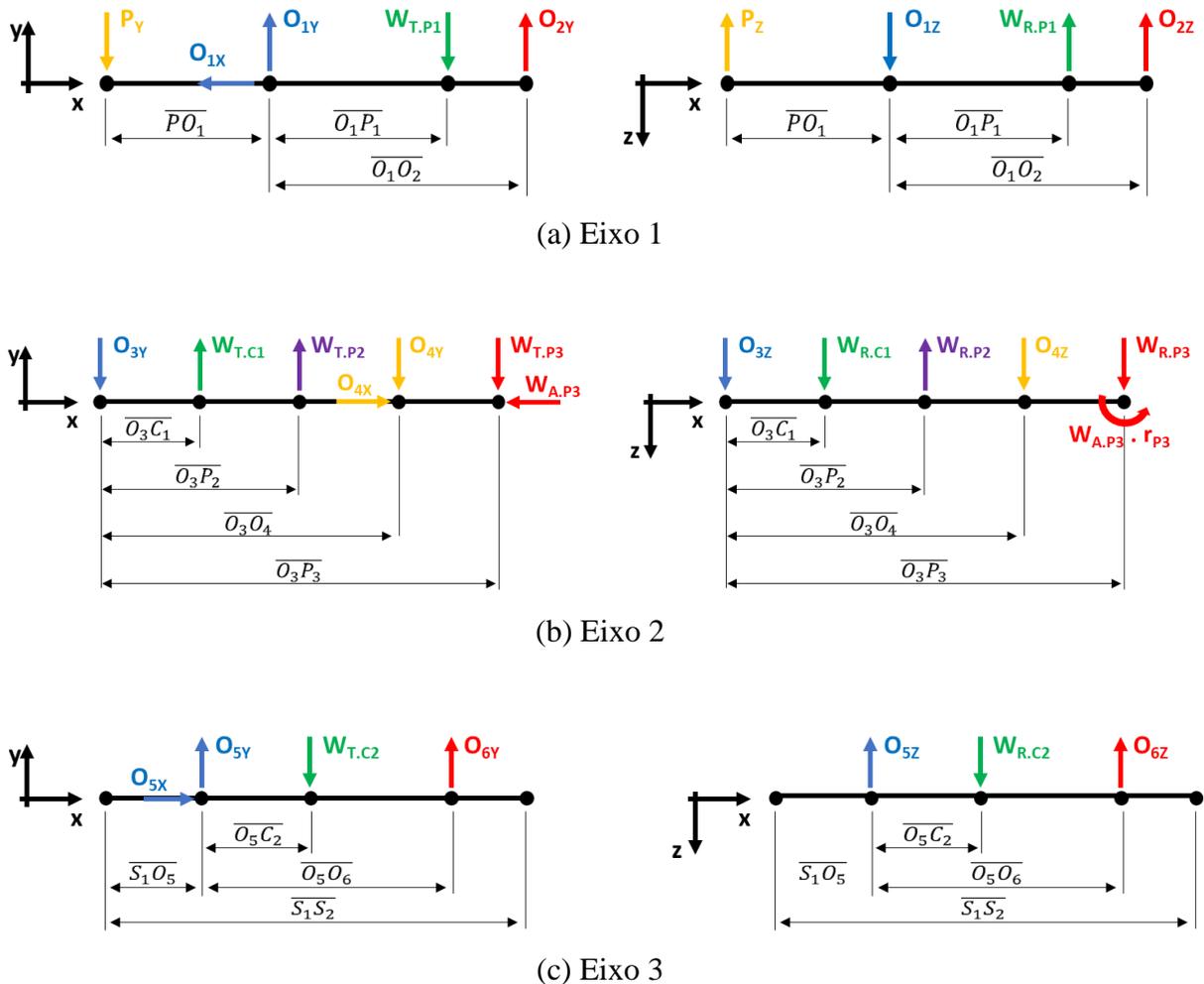
Vale ressaltar que no trecho do Eixo 1 em que é montada a polia movida, foi acrescentada a espessura de um calço para corrigir possíveis erros de localização dos componentes na montagem. A medida do calço deve ser exatamente a definida no projeto,

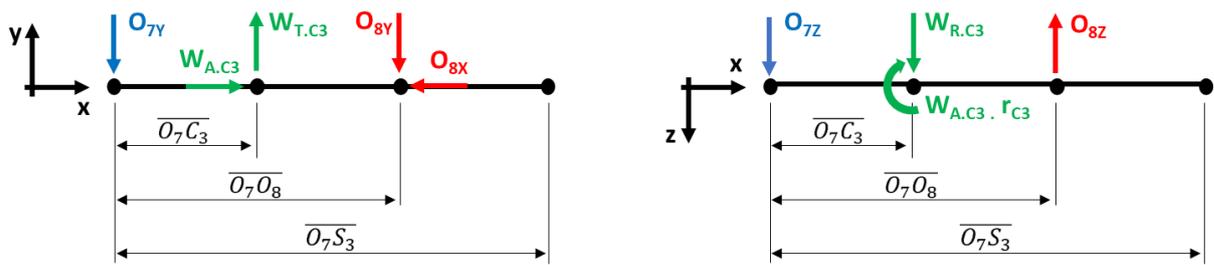
porém, na hipótese de haver desvios na concepção do projeto, os erros podem ser transferidos para a dimensão da bucha. Para a montagem das engrenagens cônicas nos eixos também foi pensado em colocar calços para corrigir imperfeições, pois para caso as engrenagens fiquem um pouco distantes entre si, o rendimento cai consideravelmente, dessa forma, os calços têm por objetivo aumentar o máximo possível o contato entre elas.

A letra  $P$  representa a polia movida da transmissão primária, as letras  $O_i$  representam os mancais em que o prefixo  $i$  faz relação ao número do mancal e as letras  $P_j$  e  $C_j$  representam os pinhões e coroas, respectivamente, onde o prefixo  $j$  faz menção ao par. As letras  $S_k$  fazem referência à saída do eixo, de forma que  $S_1$  e  $S_2$  estão localizadas no Eixo 3 e a saída  $S_3$  no Eixo 4.

Com os valores da Tabela 13 as forças provenientes das engrenagens e polia, é possível realizar os diagramas de corpos de cada eixo e determinar suas reações de apoio conforme a Figura 28.

Figura 28 - Diagramas de corpos livres dos eixos





(d) Eixo 4

Fonte: Próprio autor.

As forças devido a polia foram calculadas seguindo as orientações expostas por Budynas e Nisbett (2011) que apresentam cinco seções de correias em V, conforme a Tabela 14.

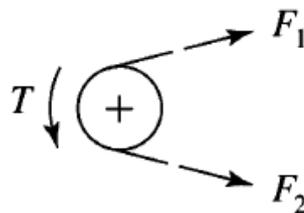
Tabela 14 - Seções de correias em V padronizadas

Seção da correia	Largura [mm]	Espessura [mm]
A	12	8,5
B	16	11,0
C	22	13,0
D	30	19,0
E	38	25,0

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Sabendo que a correia utilizada na CVT da equipe Baja UFSCar é do tipo KE52-2205-S com largura igual a 30 mm, os cálculos foram realizados considerando correias de seção do tipo D. A forças são representadas como na Figura 29.

Figura 29 - Representação das forças devido a correia



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

As forças  $F_1$  e  $F_2$  podem ser calculadas da seguinte forma:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F e^{(f\phi)}}{e^{(f\phi)} - 1} \quad (96)$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (97)$$

A tração centrífuga  $F_c$  é obtida através da seguinte maneira:

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{2,4} \right)^2 \quad (98)$$

em que  $K_c$  é um parâmetro que varia de acordo com o tipo da seção da correia e  $V$  é a velocidade centrífuga [m/s]. De acordo com Budynas e Nisbett (2011), a empresa *Gates Rubber Co.* informa que para correias da seção do tipo D, semelhante a utilizada no projeto,  $K_c = 3,498$ . Sabendo que a rotação da polia motora é  $n = 2600$  rpm (rotação da polia movida é de 866 rpm) e o seu diâmetro mínimo é  $d = 66,00$  mm, tem-se que a velocidade centrífuga é  $V = 8,98$  m/s. Dessa forma,  $F_c = 49,03$  N.

O próximo passo é definir a força transmitida pela correia, que é baseada na seguinte fórmula:

$$\Delta F = \frac{\frac{H_d}{N_b}}{\pi f d} \quad (99)$$

em que  $H_d$  é a potência de projeto,  $N_b$  é o número de correias,  $f$  é a frequência [Hz] e  $d$  é o diâmetro da polia motora. Para a transmissão primária utilizada pela equipe, é utilizada apenas uma correia, assim,  $N_b = 1$ .

A potência de projeto é calculada a seguir:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (100)$$

em que  $H_{nom}$  é a potência nominal,  $K_s$  é o fator de serviço e  $n_d$  é o fator de projeto. O equacionamento realizado pelo autor é para definir as dimensões da correia. Como para este caso, a correia é comercial e o intuito é apenas descobrir as forças provenientes da mesma, será utilizado  $n_d = 1$ . A potência nominal do sistema é  $H_{nom} = 5,1$  kW e  $K_s = 1,3$ , pois para este caso foi considerado choque médio. Com estes dados, a potência de projeto resultou em  $H_d = 6,63$  kW e, portanto, a força transmitida pela correia é  $\Delta F = 737,90$  N.

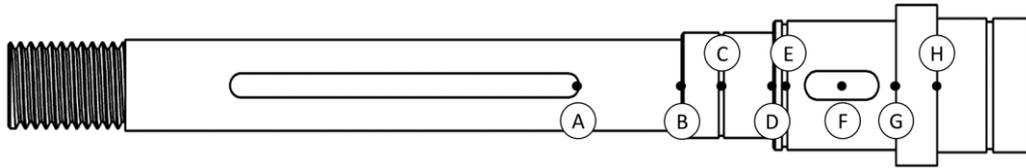
O ângulo de contato expresso na Equação (101), é referente a polia motora, que pode ser calculado abaixo:

$$\theta = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad (101)$$

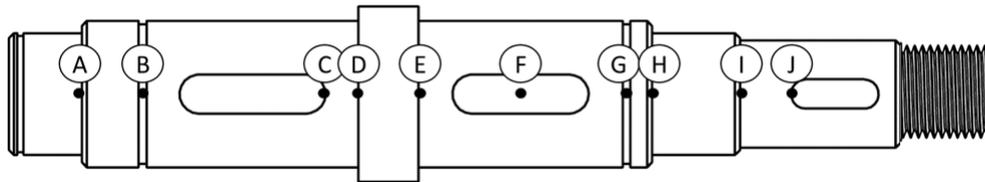
de modo que  $D$  é o diâmetro da polia movida e  $C$  é a distância entre centros. Para o modelo de CVT utilizado,  $D = 198,00$  mm e  $C = 299,00$  mm. Assim,  $\theta = 154,5^\circ$ .



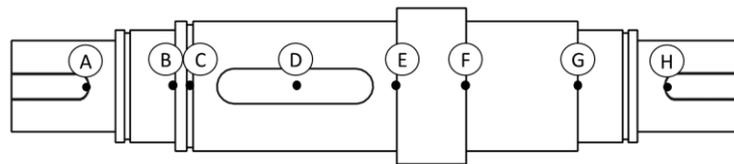
Figura 31 - Croquis dos eixos para determinação dos pontos críticos



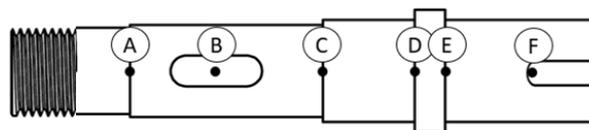
(a) Eixo 1



(b) Eixo 2



(c) Eixo 3

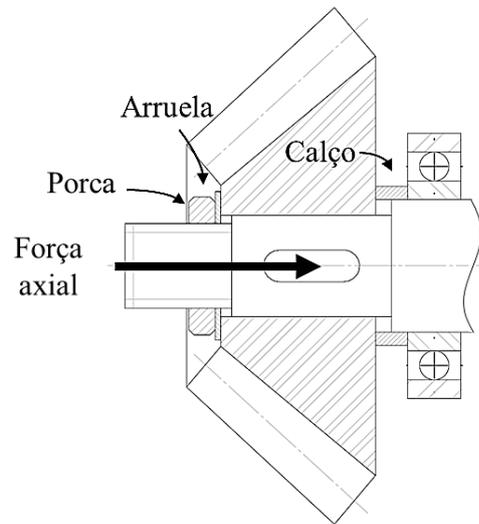


(d) Eixo 4

Fonte: Próprio autor.

Para a montagem das engrenagens cônicas foi pensado em não utilizar anéis elásticos para travar o seu movimento axial, mas sim uma porca para uso com arruelas de segurança de acordo com o catálogo da *SKF*®, de modo que assim, o eixo não será submetido a carga axial, mas sim a bucha. A representação da configuração mencionada pode ser visualizada na Figura 32.

Figura 32 - Representação do modelo utilizado para montagem das engrenagens cônicas



Fonte: Próprio autor.

A partir disso, calculou-se os fatores de correção de  $S_e$  a partir do critério de Goodman. Para definição do coeficiente de carregamento, utilizou-se  $C_{load} = 1$ , uma vez que em todas as seções entre os rolamentos estão sujeitas a esse tipo de carregamento. Considerando que os eixos serão usinados dentro da própria universidade, o acabamento superficial adotado foi “usinado ou laminado a frio”, que de acordo com Norton (2013),  $A = 4,51$ ,  $B = -0,265$  e  $C_{surf} = 0,764$ . Como mencionado nas sessões anteriores, a temperatura de operação dos componentes está em torno de  $T = 80 \text{ C}^\circ$ , assim,  $C_{temp} = 1$ . A confiabilidade admitida para este projeto foi de 99%, portanto,  $C_{reliab} = 0,814$ .

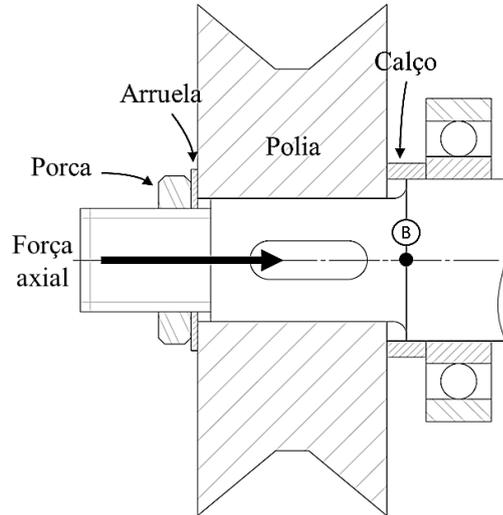
Valores como  $C_{size}$  dependem do valor de cada sessão, assim, não serão apresentados neste momento.

No cálculo dos concentradores de tensão, para os pontos de sessões destinadas ao assento de rolamentos, foi atribuído um raio referente ao raio mínimo para o modelo de rolamento especificado pelo fabricante. Para os pontos referentes aos rasgos de anéis elásticos, foi considerado um raio  $r = 0,2 \text{ mm}$ , relativo ao raio da ponta de um bedame convencional e para os pontos relacionados a rasgos de chaveta, foi considerado  $r = 0,5$ , por ser a medida convencional para as fresas utilizadas.

Logo após a iteração inicial do primeiro eixo, obteve-se o coeficiente de segurança devido à fadiga  $N_f \approx 0,8$  para o ponto crítico B. Porém, como o diâmetro do ponto B é limitado, pois é a seção que conecta no furo da polia, outra solução para os escalonamentos do

eixo deveria ser adotada. Dessa forma, foi pensado numa solução similar às buchas das engrenagens cônicas, sendo que no ponto B será possível deixar um raio relativamente grande, diminuindo, desta forma, o concentrador de tensão, como pode ser observado na Figura 33.

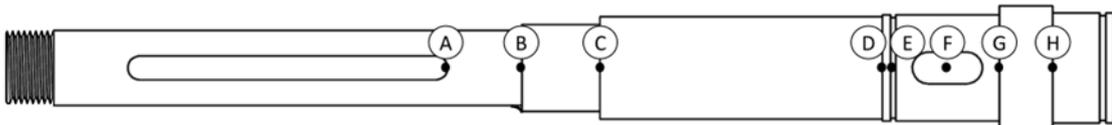
Figura 33 - Solução utilizada para diminuir o concentrador de tensão do Eixo 1



Fonte: Próprio autor.

Portanto, para a segunda iteração o primeiro eixo passou a ser calculado seguindo a configuração mostrada na Figura 34.

Figura 34 - Croqui da segunda iteração do Eixo 1



Fonte: Próprio autor.

Para todos os eixos foram necessárias duas ou mais iterações, sendo que elas seguiram o mesmo passo a passo descrito até aqui, de maneira que a partir da segunda iteração, a estimativa do diâmetro de cada sessão foi realizada seguindo a seguinte fórmula:

$$d = \left\{ N_f \frac{32}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (103)$$

## 4 DISCUSSÕES E RESULTADOS

### 4.1 Primeiro par de engrenagens

Como mencionado anteriormente, para o primeiro par de engrenagens, a relação nominal escolhida foi de  $u_l \approx 4$ . O dimensionamento foi feito considerando o número de dentes do pinhão da forma  $21 \leq N_p \leq 28$ , com iterações variando o módulo transversal para valores de 2,00, 2,25, 2,50, 2,75, 3,00 e 3,50 mm. Os resultados dos coeficientes de segurança das primeiras iterações podem ser visualizados na Tabela 15. Como coeficiente de projeto, utilizou-se  $1,1 \leq N_f \leq 1,5$ .

Tabela 15 - Coeficientes de segurança iniciais do primeiro par de engrenagens

$N_p$	$N_g$	$m_1$ [mm]	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
		$F$ [mm]	24,00	27,00	30,00	33,00	36,00
21	85	$N_{fb.p}$	0,61	0,86	<b>1,17</b>	1,55	1,99
		$N_{fb.g}$	0,78	1,09	<b>1,49</b>	1,96	2,53
		$N_{fc}$	0,74	0,88	1,03	<b>1,17</b>	<b>1,34</b>
22	89	$N_{fb.p}$	0,65	0,92	<b>1,25</b>	1,65	2,12
		$N_{fb.g}$	0,81	<b>1,14</b>	1,55	2,05	2,64
		$N_{fc}$	0,78	0,92	1,08	<b>1,24</b>	<b>1,40</b>
23	93	$N_{fb.p}$	0,69	0,98	<b>1,33</b>	1,75	2,25
		$N_{fb.g}$	0,86	<b>1,21</b>	1,65	2,17	2,80
		$N_{fc}$	0,82	0,97	<b>1,13</b>	<b>1,30</b>	<b>1,47</b>
24	97	$N_{fb.p}$	0,73	1,03	<b>1,40</b>	1,85	2,38
		$N_{fb.g}$	0,89	<b>1,26</b>	1,71	2,25	2,89
		$N_{fc}$	0,56	1,02	<b>1,18</b>	<b>1,36</b>	1,54
25	101	$N_{fb.p}$	0,78	1,09	<b>1,48</b>	1,96	2,52
		$N_{fb.g}$	0,93	<b>1,31</b>	1,78	2,35	3,02
		$N_{fc}$	0,89	1,06	<b>1,23</b>	<b>1,42</b>	1,61
26	106	$N_{fb.p}$	0,81	<b>1,15</b>	1,55	2,05	2,64
		$N_{fb.g}$	0,97	<b>1,37</b>	1,86	2,45	3,15
		$N_{fc}$	0,93	<b>1,11</b>	<b>1,29</b>	<b>1,48</b>	1,68
27	110	$N_{fb.p}$	0,85	<b>1,20</b>	1,63	2,15	2,76
		$N_{fb.g}$	1,02	<b>1,43</b>	1,94	2,56	3,29
		$N_{fc}$	0,97	<b>1,15</b>	<b>1,34</b>	1,54	1,74
28	114	$N_{fb.p}$	0,89	<b>1,26</b>	1,71	2,25	2,89
		$N_{fb.g}$	1,05	<b>1,48</b>	2,02	2,66	3,42
		$N_{fc}$	1,01	<b>1,19</b>	<b>1,39</b>	1,60	1,81

Fonte: Próprio autor.

A partir da Tabela 15, é possível notar que apenas três configurações atingiram os valores de coeficiente de segurança devido à fadiga requeridos, são eles:

- $N_p = 26$ ;  $N_g = 106$ ;  $m_1 = 2,25$  mm;  $F = 27,00$  mm;
- $N_p = 27$ ;  $N_g = 110$ ;  $m_1 = 2,25$  mm;  $F = 27,00$  mm;
- $N_p = 28$ ;  $N_g = 114$ ;  $m_1 = 2,25$  mm;  $F = 27,00$  mm.

Um estudo mais detalhado foi realizado para algumas das combinações apresentadas na Tabela 15 variando o valor da largura de face conforme recomendação feita por Norton (2013). Além dos coeficientes de segurança devido à fadiga, foi calculado também o momento de inércia aproximado de cada componente considerando um disco completo com o diâmetro primitivo da coroa. Assim, os coeficientes de segurança das novas combinações podem ser verificados na Tabela 16.

Tabela 16 – Coeficientes de segurança finais do primeiro par de engrenagens

$N_p$	24	24	25	25	26	26	<b>27</b>	27	27	28
$N_g$	97	97	101	101	106	106	<b>110</b>	110	110	114
$m_1$ [mm]	2,25	2,50	2,25	2,50	2,25	2,50	<b>2,00</b>	2,25	2,50	2,00
$F$ [mm]	32,00	26,00	30,00	24,00	27,00	22,00	<b>31,00</b>	25,00	21,00	30,00
$N_{fb.p}$	1,22	1,22	1,21	1,19	1,15	1,14	<b>1,10</b>	1,11	1,14	1,12
$N_{fb.g}$	1,49	1,48	1,46	1,43	1,37	1,36	<b>1,31</b>	1,32	1,36	1,32
$N_{fc}$	1,11	1,10	1,12	1,10	1,11	1,10	<b>1,10</b>	1,11	1,12	1,12
$I_g$ [kgm <sup>2</sup> ]	0,056	0,069	0,061	0,075	0,067	0,083	<b>0,056</b>	0,072	0,092	0,062

Fonte: Próprio autor.

Pela Tabela 16 é possível verificar que dentre todas as configurações que atendem o coeficiente de segurança quanto à fadiga devido as tensões de flexão e superfície, a que possui o menor momento de inércia é a que  $m_1 = 2,00$  mm,  $N_p = 27$ ,  $N_g = 110$  e  $F = 31,00$  mm, portanto, essa foi a solução escolhida para o primeiro par de engrenagens.

## 4.2 Segundo par de engrenagens

Para o segundo par de engrenagens a metodologia utilizada foi semelhante, porém, desta vez os cálculos foram realizados a partir da relação de transmissão  $u_{II} \approx 2,9$ , de modo a respeitar o erro máximo de 0,6% em comparação com a relação de transmissão final. O dimensionamento foi feito variando o número de dentes do pinhão em  $28 \leq N_p \leq 33$  e módulos de 2.50, 2.75, 3.00 e 3.50 mm. O mesmo coeficiente de segurança foi adotado.

Como pode ser visualizado na Tabela 17, nenhuma das combinações atendeu o coeficiente de segurança desejado de  $1,1 \leq N_f \leq 1,5$ . Assim, tornou-se necessário realizar iterações modificando o valor da largura de face, já que para os resultados obtidos, adotou-se  $F = 12m$ .

Tabela 17 - Coeficientes de segurança iniciais do segundo par de engrenagens

$N_p$	$N_g$	$m_1$ [mm]	2,50	2,75	3,00	3,50
		$F$ [mm]	30,00	33,00	36,00	42,00
28	80	$N_{fb,p}$	5,00	0,66	0,85	<b>1,34</b>
		$N_{fb,g}$	0,58	0,76	0,99	1,55
		$N_{fc}$	0,74	0,85	0,97	<b>1,22</b>
29	83	$N_{fb,p}$	0,52	0,69	0,88	<b>1,39</b>
		$N_{fb,g}$	0,60	0,80	1,03	1,61
		$N_{fc}$	0,77	0,89	1,01	<b>1,26</b>
30	86	$N_{fb,p}$	0,54	0,71	0,92	<b>1,44</b>
		$N_{fb,g}$	0,63	0,83	1,07	1,68
		$N_{fc}$	0,80	0,92	1,04	<b>1,31</b>
31	89	$N_{fb,p}$	0,57	0,76	0,98	1,53
		$N_{fb,g}$	0,65	0,86	<b>1,11</b>	1,74
		$N_{fc}$	0,83	0,95	1,08	<b>1,35</b>
32	92	$N_{fb,p}$	0,59	0,79	1,02	1,60
		$N_{fb,g}$	0,67	0,89	<b>1,15</b>	1,80
		$N_{fc}$	0,85	0,98	<b>1,12</b>	<b>1,40</b>
33	95	$N_{fb,p}$	0,62	0,81	1,05	1,65
		$N_{fb,g}$	0,69	0,92	<b>1,19</b>	1,86
		$N_{fc}$	0,88	1,01	<b>1,15</b>	<b>1,44</b>

Fonte: Próprio autor.

Os novos resultados alcançados estão expostos na Tabela 18, em que também foi calculado o momento de inércia referente a um disco cheio com o diâmetro primitivo da coroa. Desse modo, a combinação que possui o menor momento de inércia é a que  $m_2 = 3,00$  mm,  $N_p = 28$ ,  $N_g = 80$  e  $F = 47,00$  mm, portanto, essa foi a solução escolhida para o segundo par de engrenagens.

Tabela 18 - Coeficientes de segurança finais do segundo par de engrenagens

$N_p$	<b>28</b>	28	29	29	30	30	31	31	32	33
$N_g$	<b>80</b>	80	83	83	86	86	89	89	92	95
$m_2$ [mm]	<b>3,00</b>	3,50	3,00	3,50	3,00	3,50	3,00	3,50	3,00	3,00
$F$ [mm]	<b>47,00</b>	35,00	45,00	34,00	44,00	33,00	41,00	31,00	39,00	38,00
$N_{fb,p}$	<b>1,11</b>	1,12	1,11	1,13	1,12	1,15	1,12	1,13	1,10	1,11
$N_{fb,g}$	<b>1,29</b>	1,29	1,28	1,31	1,31	1,37	1,26	1,28	1,24	1,25
$N_{fc}$	<b>1,11</b>	1,11	1,13	1,14	1,15	1,11	1,15	1,16	1,16	1,18
$I_g$ [kgm <sup>2</sup> ]	<b>0,12</b>	0,16	0,13	0,19	0,15	0,21	0,16	0,22	0,17	0,19

Fonte: Próprio autor.

### 4.3 Terceiro par de engrenagens

Para este caso, a metodologia utilizada foi um pouco diferente. Até aqui, considerando a distribuição de carga e a geometria dos dois pares de engrenagens cilíndricas de dentes retos, já é possível saber o torque, potência e rotação que o pinhão cônico estará sujeito, que é  $T_{p3} = 63,78$  Nm,  $H_{p3} = 1,42$  kW e  $\omega_{p3} = 212,73$  rpm, respectivamente. De acordo com a Figura 7, para essas características, o módulo transversal recomendado está entre 2,00 e 2,50 mm, assim, o maior valor foi escolhido, uma vez que o torque no terceiro par de engrenagens é cerca de 30% maior do que o torque do primeiro eixo. Dessa forma, os valores obtidos para os coeficientes de segurança podem ser visualizados na Tabela 19.

Tabela 19 - Coeficientes de segurança iniciais do terceiro par de engrenagens

$N_p$	$N_g$	$m_3$ [mm]	2,50
23	23	$N_{fb.p}$	0,80
		$N_{fc}$	0,80
		$b$ [mm]	13,00
24	24	$N_{fb.p}$	0,90
		$N_{fc}$	0,86
		$b$ [mm]	14,00
25	25	$N_{fb.p}$	0,96
		$N_{fc}$	0,90
		$b$ [mm]	14,00
26	26	$N_{fb.p}$	1,07
		$N_{fc}$	0,96
		$b$ [mm]	15,00
27	27	$N_{fb.p}$	<b>1,12</b>
		$N_{fc}$	1,00
		$b$ [mm]	15,00
28	28	$N_{fb.p}$	<b>1,25</b>
		$N_{fc}$	1,07
		$b$ [mm]	16,00
29	29	$N_{fb.p}$	<b>1,40</b>
		$N_{fc}$	<b>1,13</b>
		$b$ [mm]	17,00
30	30	$N_{fb.p}$	<b>1,45</b>
		$N_{fc}$	<b>1,17</b>
		$b$ [mm]	17,00
31	31	$N_{fb.p}$	1,59
		$N_{fc}$	<b>1,24</b>
		$b$ [mm]	18,00

Fonte: Próprio autor.

Para as condições mencionadas acima, duas combinações atenderam o coeficiente de segurança desejado. São elas:

- $N_p = 29; N_g = 29; m_3 = 2,5 \text{ mm}; b = 17,00 \text{ mm}$
- $N_p = 30; N_g = 30; m_3 = 2,5 \text{ mm}; b = 17,00 \text{ mm}$

Para decisão de qual combinação escolher, foram calculados os momentos de inércias dos componentes considerando um tronco de cone e os coeficientes de segurança podem ser visualizados na Tabela 20.

Tabela 20 - Coeficientes de segurança finais do terceiro par de engrenagens

$N_p$	<b>29</b>	30
$N_g$	<b>29</b>	30
$m_3$ [mm]	<b>2,50</b>	2,50
$b$ [mm]	<b>17,00</b>	17,00
$N_{fb.p}$	<b>1,40</b>	1,45
$N_{fc}$	<b>1,13</b>	1,17
$I$ [kgm <sup>2</sup> ]	<b>0,0074</b>	0,0080

Dessa forma, por se tratar da combinação que possui o menor momento de inércia a configuração escolhida para o terceiro par de engrenagens foi  $N_p = 29, N_g = 29, m_3 = 2,5 \text{ mm}$  e  $b = 17,00 \text{ mm}$ .

#### 4.4 Eixos

Com base no diagrama de corpo livre de cada eixo e na geometria das engrenagens, pode-se visualizar na Tabela 21 todas as forças envolvidas no sistema. As forças  $W_{ti}, W_{ai}$  e  $W_{ri}$  representam respectivamente as forças tangenciais, axiais e radiais e as forças  $O_{ix}, O_{iy}$  e  $O_{iz}$  representam as reações dos apoios na direção x, y e z, respectivamente.

Tabela 21 - Forças nos eixos

Eixo 1		Eixo 2		Eixo 3		Eixo 4	
Força	[N]	Força	[N]	Força	[N]	Força	[N]
$W_{tP1}$	1640,03	$W_{tP2}$	4103,96	$W_{tC2}$	3921,13	$W_{tC3}$	1641,67
$W_{aP1}$	0,00	$W_{aP2}$	0,00	$W_{aC2}$	0,00	$W_{aC3}$	422,51
$W_{rP1}$	596,92	$W_{rP2}$	1493,72	$W_{rC2}$	1427,17	$W_{rC3}$	422,51
$O_{1x}$	0,00	$W_{tC1}$	1566,97	$O_{5x}$	0,00	$O_{7x}$	0,00
$O_{1y}$	675,86	$W_{aC1}$	0,00	$O_{5y}$	2644,48	$O_{7y}$	934,05
$O_{1z}$	2195,73	$W_{rC1}$	570,33	$O_{5z}$	962,51	$O_{7z}$	32,78
$O_{2x}$	0,00	$W_{tP3}$	1700,68	$O_{6x}$	0,00	$O_{8x}$	422,51
$O_{2y}$	1127,05	$W_{aP3}$	437,70	$O_{6y}$	1276,65	$O_{8y}$	707,62
$O_{2z}$	300,53	$W_{rP3}$	437,70	$O_{6z}$	464,66	$O_{8z}$	455,29
		$O_{3x}$	0,00				
		$O_{3y}$	2541,70				
		$O_{3z}$	-17,79				
		$O_{4x}$	437,70				
		$O_{4y}$	1428,55				
		$O_{4z}$	503,49				

Fonte: Próprio autor.

Os diagramas da cortante, momento, normal e torque, estão apresentados nas Figuras 35 a 38. Para o Eixo 3, sabe-se que em condições perfeitas, 50% da potência é destinada à saída  $S_1$  e 50% à saída  $S_2$ , porém, para que isso aconteça de fato, diversas variáveis precisam contribuir, como por exemplo a localização do centro de gravidade do veículo, solo em que cada roda está sujeita, inclinação da pista, etc. Desse modo, os cálculos foram realizados considerando que todo o torque transmitido pelo segundo par de engrenagens fosse transmitido igualmente para o eixo.

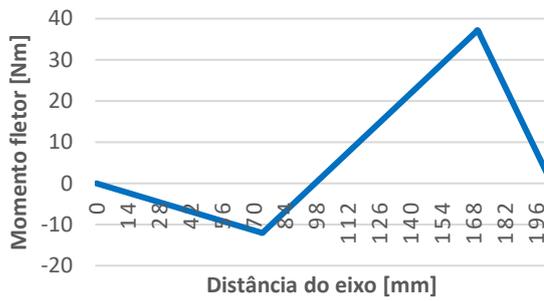
Figura 35 - Diagramas do Eixo 1



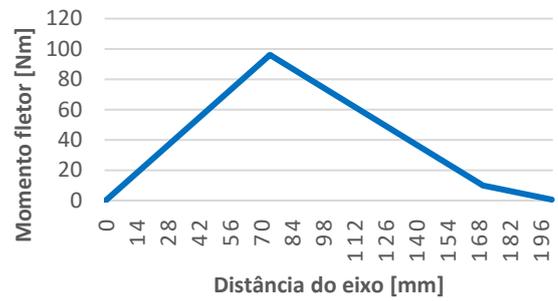
(a) Força cortante no plano XY no Eixo 1



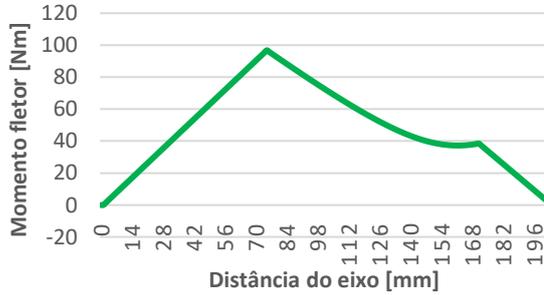
(b) Força cortante no plano XZ no Eixo 1



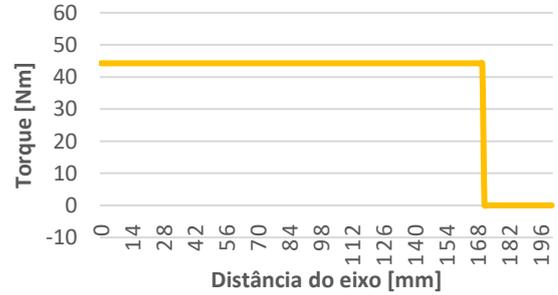
(c) Momento fletor no plano XY no Eixo 1



(d) Momento fletor no plano XZ no Eixo 1



(e) Momento fletor combinado no Eixo 1



(g) Torque no Eixo 1

Fonte: Próprio autor.

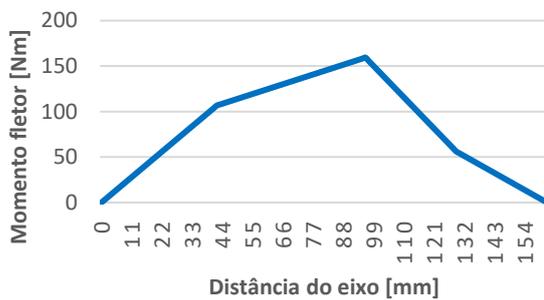
Figura 36 - Diagramas do Eixo 2



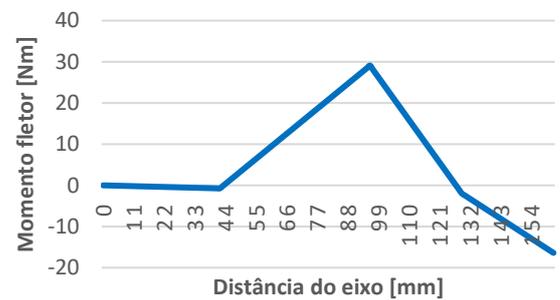
(a) Força cortante no plano XY no Eixo 2



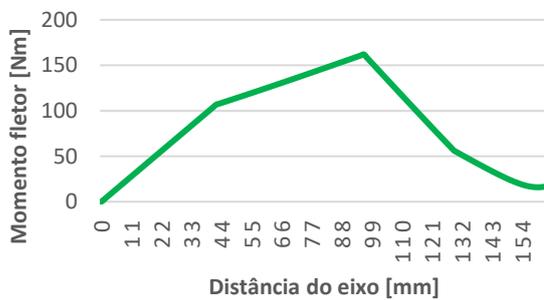
(b) Força cortante no plano XZ no Eixo 1



(c) Momento fletor no plano XY no Eixo 2



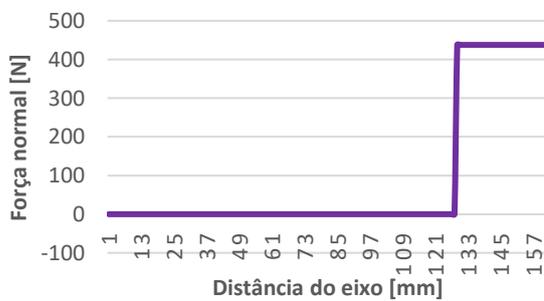
(d) Momento fletor no plano XZ no Eixo 2



(e) Momento fletor combinado no Eixo 2



(g) Torque no Eixo 2



(h) Força normal no Eixo 2

Fonte: Próprio autor.

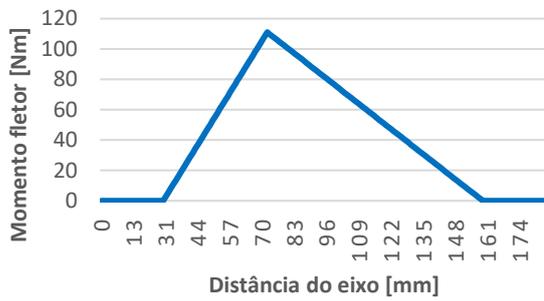
Figura 37 - Diagramas do Eixo 3



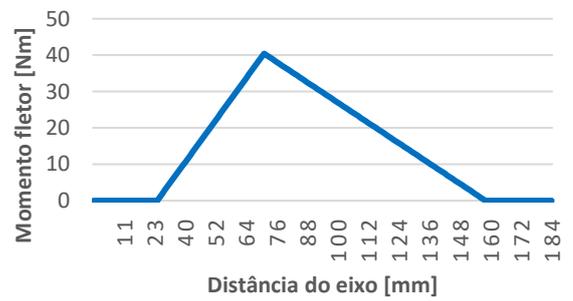
(a) Força cortante no plano XY no Eixo 3



(b) Força cortante no plano XZ no Eixo 3



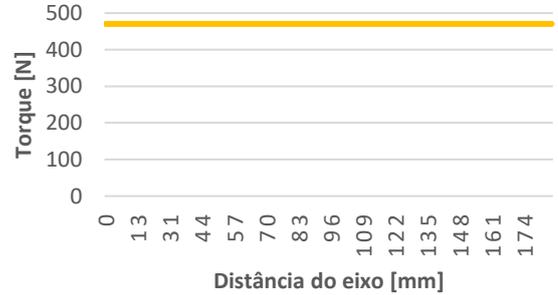
(c) Momento fletor no plano XY no Eixo 3



(d) Momento fletor no plano XZ no Eixo 3



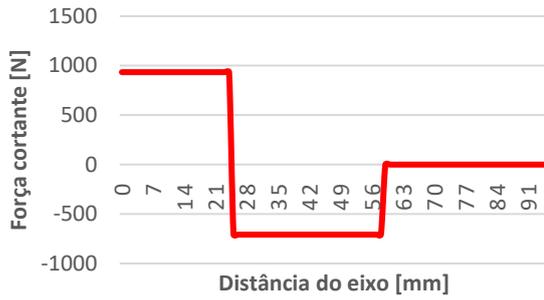
(e) Momento fletor combinado no Eixo 3



(g) Torque no Eixo 3

Fonte: Próprio autor.

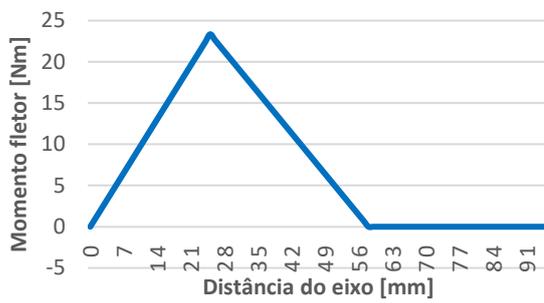
Figura 38 - Diagramas do Eixo 4



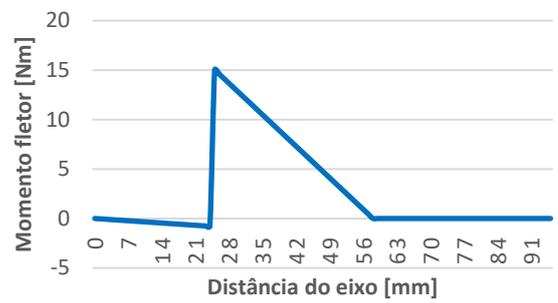
(a) Força cortante no plano XY no Eixo 4



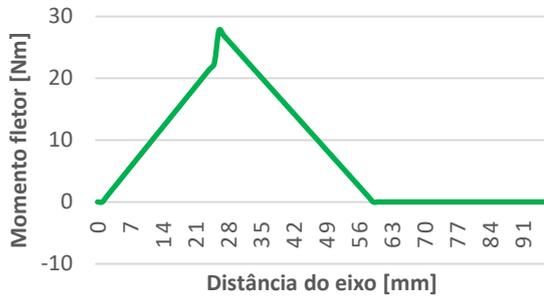
(b) Força cortante no plano XZ no Eixo 4



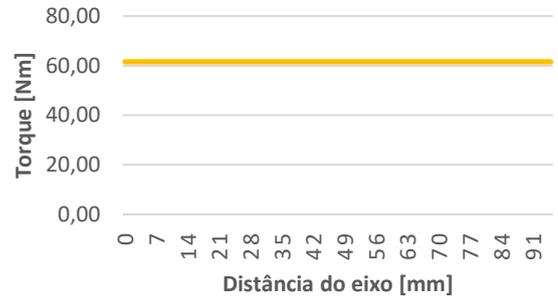
(c) Momento fletor no plano XY no Eixo 4



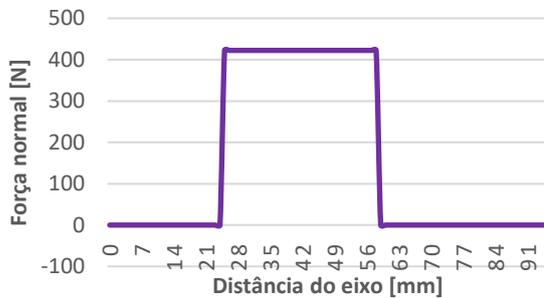
(d) Momento fletor no plano XZ no Eixo 4



(e) Momento fletor combinado no Eixo 4



(g) Torque no Eixo 4



(h) Força normal no Eixo 4

Fonte: Próprio autor.

Com os diagramas de força cortante, força normal, momento fletor e torque de cada eixo, foi possível seguir com o dimensionamento deles. A partir da Tabela 22 até a Tabela 25 estão expostos os dados dimensionais, os fatores de concentração de tensão e os carregamentos atuantes em cada ponto crítico dos eixos.

Tabela 22 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 1

Ponto	Dados geométricos [mm]	Forças [N]	Momentos [Nm]	Concentradores
<b>A</b>	$d_A = 19,05$ $r_A = 0,50$	$N_A = 0,00$ $V_A = 1308,46$	$M_A = 45,80$ $T_A = 44,28$	$kt_A = 2,00$ $kts_A = 2,90$
<b>B</b>	$d_B = 22,00$ $D_B = 19,05$ $r_B = 1,60$	$N_B = 0,00$ $V_B = 1308,46$	$M_B = 78,51$ $T_B = 44,28$	$kt_B = 1,69$ $kts_B = 1,35$
<b>C</b>	$d_C = 22,00$ $D_C = 26,00$ $r_C = 0,60$	$N_C = 0,00$ $V_C = 1033,71$	$M_C = 89,25$ $T_C = 44,28$	$kt_C = 2,15$ $kts_C = 1,75$
<b>D</b>	$d_D = 26,40$ $D_D = 26,00$ $r_D = 1,00$	$N_D = 0,00$ $V_D = 1033,71$	$M_D = 37,81$ $T_D = 44,28$	$kt_D = 1,60$ $kts_D = 1,37$
<b>E</b>	$d_E = 25,60$ $D_E = 27,00$ $r_E = 0,20$	$N_E = 0,00$ $V_E = 1033,71$	$M_E = 37,38$ $T_E = 44,28$	$kt_E = 3,80$ $kts_E = 2,00$
<b>F</b>	$d_F = 27,00$ $r_F = 0,50$	$N_F = 0,00$ $V_F = 1033,71$	$M_F = 38,49$ $T_F = 44,28$	$kt_F = 2,25$ $kts_F = 3,20$
<b>G</b>	$d_G = 27,00$ $D_G = 31,50$ $r_G = 0,40$	$N_G = 0,00$ $V_G = 1166,43$	$M_G = 23,33$ $T_G = 0,00$	$kt_G = 2,48$ $kts_G = 1,90$
<b>H</b>	$d_H = 28,00$ $D_H = 31,50$ $r_H = 0,40$	$N_H = 0,00$ $V_H = 1166,43$	$M_H = 9,33$ $T_H = 0,00$	$kt_H = 2,57$ $kts_H = 1,71$

Fonte: Próprio autor.

Tabela 23 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 2

Ponto	Dados geométricos [mm]	Forças [N]	Momentos [Nm]	Concentradores
<b>A</b>	$d_A = 22,00$ $D_A = 29,00$ $r_A = 0,60$	$N_A = 0,00$ $V_A = 2541,76$	$M_A = 15,25$ $T_A = 0,00$	$kt_A = 2,01$ $kts_A = 2,34$
<b>B</b>	$d_B = 27,60$ $D_B = 29,00$ $r_B = 0,20$	$N_B = 0,00$ $V_B = 2541,76$	$M_B = 53,38$ $T_B = 0,00$	$kt_B = 3,70$ $kts_B = 2,00$
<b>C</b>	$d_C = 29,00$ $r_C = 0,50$	$N_C = 0,00$ $V_C = 1120,45$	$M_C = 121,61$ $T_C = 172,36$	$kt_C = 2,30$ $kts_C = 3,20$
<b>D</b>	$d_D = 29,00$ $D_D = 34,80$ $r_D = 0,40$	$N_D = 0,00$ $V_D = 1120,45$	$M_D = 128,70$ $T_D = 172,36$	$kt_D = 2,47$ $kts_D = 2,11$
<b>E</b>	$d_E = 29,00$ $D_E = 34,80$ $r_E = 0,40$	$N_E = 0,00$ $V_E = 1120,45$	$M_E = 140,01$ $T_E = 172,36$	$kt_E = 2,44$ $kts_E = 2,09$
<b>F</b>	$d_F = 29,00$ $r_F = 0,50$	$N_F = 0,00$ $V_F = 3267,71$	$M_F = 162,02$ $T_F = 63,78$	$kt_F = 2,30$ $kts_F = 3,20$
<b>G</b>	$d_G = 27,60$ $D_G = 29,00$ $r_G = 0,20$	$N_G = 0,00$ $V_G = 3267,71$	$M_G = 94,14$ $T_G = 63,78$	$kt_G = 3,70$ $kts_G = 2,00$
<b>H</b>	$d_H = 25,00$ $D_H = 29,00$ $r_H = 0,60$	$N_H = 0,00$ $V_H = 3267,71$	$M_H = 74,99$ $T_H = 63,78$	$kt_H = 2,24$ $kts_H = 1,71$
<b>I</b>	$d_I = 18,00$ $D_I = 25,00$ $r_I = 0,50$	$N_I = -437,70$ $V_I = 1756,10$	$M_I = 36,44$ $T_I = 63,78$	$kt_I = 2,27$ $kts_I = 1,95$
<b>J</b>	$d_J = 18,00$ $r_J = 0,50$	$N_J = -437,70$ $V_J = 1756,10$	$M_J = 22,01$ $T_J = 63,78$	$kt_J = 2,00$ $kts_J = 2,80$

Fonte: Próprio autor.

Tabela 24 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 3

Ponto	Dados geométricos [mm]	Forças [N]	Momentos [Nm]	Concentradores
<b>A</b>	$d_A = 25,00$ $r_A = 0,50$	$N_A = 0,00$ $V_A = 0,00$	$M_A = 0,00$ $T_A = 470,54$	$kt_A = 2,20$ $kts_A = 3,00$
<b>B</b>	$d_B = 28,00$ $D_B = 32,00$ $r_B = 0,60$	$N_B = 0,00$ $V_B = 2814,20$	$M_B = 22,51$ $T_B = 471,09$	$kt_B = 2,32$ $kts_B = 1,67$
<b>C</b>	$d_C = 30,30$ $D_C = 32,00$ $r_C = 0,20$	$N_C = 0,00$ $V_C = 2814,20$	$M_C = 36,58$ $T_C = 471,09$	$kt_C = 4,20$ $kts_C = 2,50$
<b>D</b>	$d_D = 32,00$ $r_D = 0,50$	$N_D = 0,00$ $V_D = 1358,58$	$M_D = 118,20$ $T_D = 471,09$	$kt_D = 2,40$ $kts_D = 3,25$
<b>E</b>	$d_E = 32,00$ $D_E = 38,40$ $r_E = 0,40$	$N_E = 0,00$ $V_E = 1358,58$	$M_E = 78,80$ $T_E = 471,09$	$kt_E = 2,52$ $kts_E = 2,15$
<b>F</b>	$d_F = 32,00$ $D_F = 38,40$ $r_F = 0,40$	$N_F = 0,00$ $V_F = 1358,58$	$M_F = 51,62$ $T_F = 471,09$	$kt_F = 2,52$ $kts_F = 2,15$
<b>G</b>	$d_G = 28,00$ $D_G = 32,00$ $r_G = 0,60$	$N_G = 0,00$ $V_G = 1358,58$	$M_G = 10,87$ $T_G = 471,09$	$kt_G = 2,32$ $kts_G = 1,67$
<b>H</b>	$d_H = 25,00$ $r_H = 0,50$	$N_H = 0,00$ $V_H = 0,00$	$M_H = 0,00$ $T_H = 470,54$	$kt_H = 2,20$ $kts_H = 3,00$

Fonte: Próprio autor.

Tabela 25 - Dados dimensionais, esforços e fatores de concentração do Eixo 4

Ponto	Dados geométricos [mm]	Forças [N]	Momentos [Nm]	Concentradores
<b>A</b>	$d_A = 17,00$ $D_A = 18,00$ $r_A = 0,30$	$N_A = 0,00$ $V_A = 934,63$	$M_A = 7,48$ $T_A = 61,56$	$kt_A = 2,54$ $kts_A = 1,39$
<b>B</b>	$d_B = 18,00$ $r_B = 0,50$	$N_B = -422,51$ $V_B = 841,43$	$M_B = 27,77$ $T_B = 61,56$	$kt_B = 2,00$ $kts_B = 2,80$
<b>C</b>	$d_C = 18,00$ $D_C = 20,00$ $r_C = 0,30$	$N_C = -422,51$ $V_C = 841,43$	$M_C = 10,10$ $T_C = 61,56$	$kt_C = 2,50$ $kts_C = 1,61$
<b>D</b>	$d_D = 20,00$ $D_D = 24,00$ $r_D = 0,30$	$N_D = 0,00$ $V_D = 0,00$	$M_D = 0,00$ $T_D = 61,56$	$kt_D = 2,43$ $kts_D = 2,07$
<b>E</b>	$d_E = 20,00$ $D_E = 24,00$ $r_E = 0,30$	$N_E = 0,00$ $V_E = 0,00$	$M_E = 0,00$ $T_E = 61,56$	$kt_E = 2,43$ $kts_E = 2,07$
<b>F</b>	$d_F = 20,00$ $r_F = 0,50$	$N_F = 0,00$ $V_F = 0,00$	$M_F = 0,00$ $T_F = 61,56$	$kt_F = 2,10$ $kts_F = 2,90$

Fonte: Próprio autor.

Para estimativa dos concentradores de tensão foram utilizados gráficos apresentados por Budynas e Nisbett (2011). As dimensões das chavetas foram escolhidas com base na norma DIN 6885-1 mas não foram dimensionadas, assim, não foi feita a escolha de seu material e a verificação de seu comprimento.

Na Tabela 26 é possível visualizar o valor do  $S_e$  pelo critério de Goodman, os coeficientes de correção de todos os pontos críticos e os coeficientes de segurança devido à fadiga do Eixo 1.

Tabela 26 - Resultados do dimensionamento do Eixo 1

Ponto	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>
$S'_e$ [MPa]	407,00							
$C_{load}$	1,00							
$C_{size}$	0,89	0,89	0,88	0,87	0,87	0,86	0,86	0,86
$C_{surf}$	0,76							
$C_{temp}$	1,00							
$C_{reliab}$	0,81							
$S_e$ [MPa]	226,00	226,00	222,87	219,29	219,62	218,48	218,48	217,71
$\tau_{cort.0}$ [MPa]	6,12	6,12	3,63	2,60	2,68	2,41	2,72	2,53
$\sigma_{mom.0}$ [MPa]	67,47	115,67	85,37	21,91	22,70	19,92	12,07	4,33
$\tau_{torq.0}$ [MPa]	32,62	32,62	21,18	12,83	13,44	11,46	0,00	0,00
$K_t$	2,00	1,69	2,15	1,60	3,80	2,25	2,48	2,57
$K_{ts}$	2,90	1,35	1,75	1,37	2,00	3,20	1,90	1,71
$\tau_{cort.máx}$ [MPa]	17,75	8,24	6,34	3,55	5,36	7,70	5,16	4,31
$\sigma_{mom.máx}$ [MPa]	134,95	195,17	183,42	35,09	86,25	44,82	29,97	11,12
$\tau_{torq.máx}$ [MPa]	94,60	43,92	37,03	17,53	26,88	36,66	0,00	0,00
$\sigma_{alt.0}$ [MPa]	67,47	115,67	85,37	21,91	22,70	19,92	12,07	4,33
$\tau_{méd.0}$ [MPa]	32,62	32,62	21,18	12,83	13,44	11,46	0,00	0,00
$q$	0,78	0,87	0,80	0,84	0,69	0,78	0,76	0,76
$K_f$	1,78	1,59	1,92	1,50	2,95	1,98	2,13	2,20
$q_s$	0,82	0,89	0,83	0,86	0,74	0,82	0,80	0,80
$K_{fs}$	2,56	1,31	1,62	1,32	1,74	2,80	1,72	1,57
$\sigma_{alt}$ [MPa]	120,27	184,48	163,58	32,92	66,85	39,40	25,73	9,51
$\tau_{méd}$ [MPa]	83,39	42,68	34,37	16,89	23,40	32,10	0,00	0,00
$\sigma'_{alt}$ [MPa]	120,27	184,48	163,58	32,92	66,85	39,40	25,73	9,51
$\tau'_{méd}$ [MPa]	144,43	73,92	59,54	29,26	40,54	55,60	0,00	0,00
$N_f$	1,41	1,10	1,24	5,37	2,82	4,02	8,49	22,88

Fonte: Próprio autor.

Para o Eixo 1, é possível notar que o ponto crítico é o ponto *B*, pois é o que possui o menor coeficiente de segurança devido a fadiga,  $N_f = 1,10$ . Para os eixos seguintes, foi realizado o mesmo procedimento, porém, na Tabela 27 são apresentados apenas os resultados obtidos para o ponto crítico de cada um.

Tabela 27 - Resultados do dimensionamento dos Eixos 2, 3 e 4

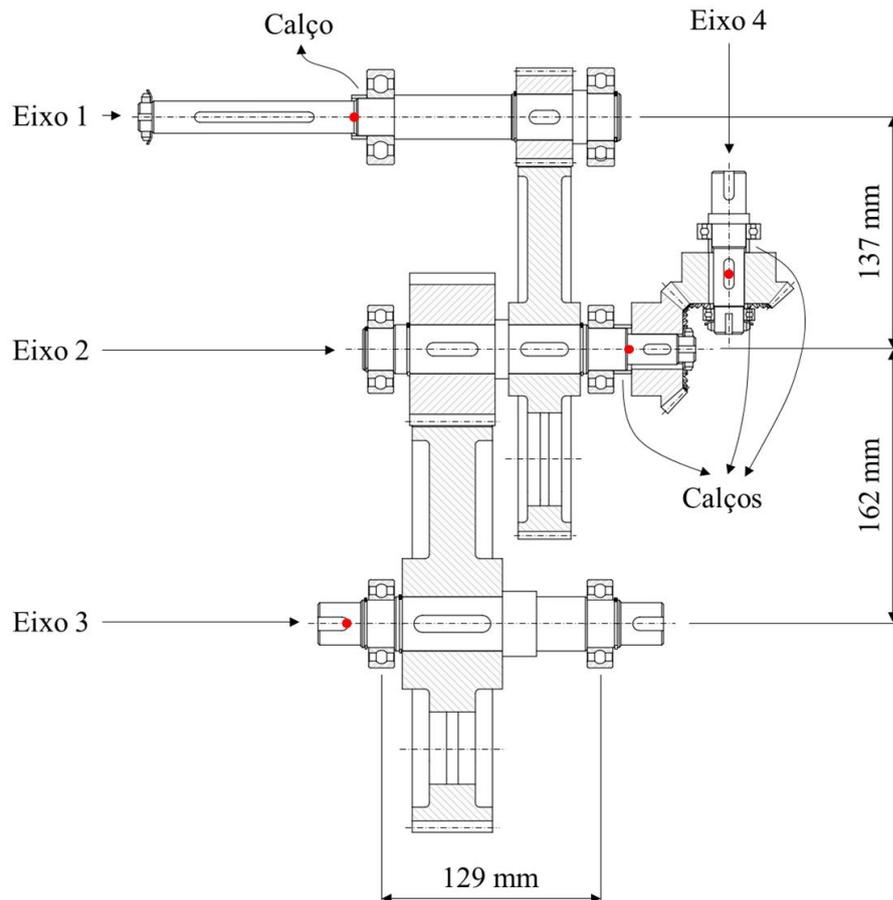
	<b>Eixo 2</b>	<b>Eixo 3</b>	<b>Eixo 4</b>
Ponto crítico	<b><i>I</i></b>	<b><i>A</i></b>	<b><i>B</i></b>
$S'_e$ [MPa]		407,00	
$C_{load}$		1,00	
$C_{size}$	0,90	0,87	0,90
$C_{surf}$		0,76	
$C_{temp}$		1,00	
$C_{reliab}$		0,81	
$S_e$ [MPa]	227,25	220,12	227,25
$\sigma_{nor.0}$ [MPa]	-1,72	0,00	-1,66
$\tau_{cort.0}$ [MPa]	9,20	0,00	4,41
$\sigma_{mom.0}$ [MPa]	63,64	0,00	48,50
$\tau_{torq.0}$ [MPa]	55,69	153,37	53,76
$K_t$	2,27	2,20	2,00
$K_{ts}$	1,95	3,00	2,80
$\sigma_{nor.m\acute{a}x}$ [MPa]	-3,90	0,00	-3,32
$\tau_{cort.m\acute{a}x}$ [MPa]	17,98	0,00	12,34
$\sigma_{mom.m\acute{a}x}$ [MPa]	144,44	0,00	96,99
$\tau_{torq.m\acute{a}x}$ [MPa]	108,83	460,11	150,53
$\sigma_{alt.0}$ [MPa]	63,64	0,00	48,50
$\sigma_{m\acute{e}d.0}$ [MPa]	-3,90	0,00	0,00
$\tau_{m\acute{e}d.0}$ [MPa]	55,69	153,37	53,76
$q$	0,78	0,78	0,78
$K_f$	1,99	1,94	1,78
$q_s$	0,82	0,82	0,82
$K_{fs}$	1,78	2,64	2,47
$\sigma_{alt}$ [MPa]	126,87	0,00	86,45
$\sigma_{m\acute{e}d}$ [MPa]	-7,78	0,00	0,00
$\tau_{m\acute{e}d}$ [MPa]	99,22	404,60	133,02
$\sigma'_{alt}$ [MPa]	126,87	0,00	86,45
$\tau'_{m\acute{e}d}$ [MPa]	172,02	700,79	230,40
$N_f$	1,30	1,16	1,51

Fonte: Próprio autor.

Por fim, na Figura 39, pode-se visualizar a representação gráfica da montagem dos componentes dimensionados nesse projeto, de forma que os pontos vermelhos simbolizam os pontos de críticos de cada eixo. Entre as engrenagens cônicas e os encostos dos eixos, foram colocados calços para corrigir imprecisões causadas pela manufatura e montagem e para fazer com que o carregamento axial não submeta o eixo. A mesma coisa foi realizada para o encosto da polia no Eixo 1. Nesta solução, as saídas dos eixos que serão acopladas as rodas

traseiras e ao cardã foram representadas ilustrativamente como pontas chavetadas, pois seu formato dependerá da característica do componente que será acoplado nas extremidades dos eixos. É possível notar que os rolamentos do primeiro eixo são maiores que os demais devido a carga proveniente da força da polia.

Figura 39 - Representação da montagem final



Fonte: Próprio autor.

É possível notar que a distância entre os mancais próximos ao engrenamento cônico é limitada devido a geometria do conjunto, porém, assim como menciona Orlov (1976), esta configuração permite uma montagem suspensa do redutor de forma que há a necessidade de uma parede divisória para acomodar o rolamento na ponta do Eixo 4, a qual dificulta a inspeção do setor de engrenamento, porém, permite dimensões menores quando comparada a outras configurações.

Figura 40 - Representação isométrica da montagem final



Fonte: Próprio autor.

#### 4.5 Avaliação do aumento de massa

Com o auxílio do *software SolidWorks®*, utilizando as características corretas dos materiais dos corpos, torna-se possível a avaliação do impacto do aumento de massa dos elementos da transmissão secundária fixa do sistema 4x2 ao se passar para o sistema 4x4. Na Tabela 28, são apresentados os valores da massa de cada elemento considerando a densidade do aço igual a 7860 kg/m<sup>3</sup>.

Tabela 28 - Comparação de massa dos elementos de transmissão

<b>Elemento</b>	<b>4x2 [g]</b>	<b>4x4 [g]</b>
Eixo 1	977,13	926,95
Pinhão 1	234,34	433,21
Coroa 1	1591,66	4743,54
Eixo 2	361,46	822,84
Pinhão 2	734,55	1888,69
Coroa 2	3141,55	9117,93
Eixo 3	1193,33	1124,84
Pinhão 3	-	599,41
Coroa 3	-	599,41
Eixo 4	-	209,21
<b>Total</b>	<b>8234,01</b>	<b>20466,03</b>

Fonte: Próprio autor.

Dessa forma, é possível notar que quando comparado os elementos referentes a caixa de redução do sistema 4x2 com os do sistema 4x4, houve um aumento de massa de aproximadamente 250%.

## 5 CONCLUSÃO

---

Com as soluções adotadas, devido as eficiências dos engrenamentos e dos mancais, este projeto atingiu um rendimento teórico de aproximadamente 90% para o Eixo 3 e de 91% para o Eixo 4. As reduções parciais escolhidas foram  $u_I = 4,07$  e  $u_{II} = 2,86$ , resultando assim numa redução total  $i = 11,64$ , que quando comparada a redução nominal desejada de 11,7, constata-se que o erro percentual entre ambas é de 0,51%. Por fim, a massa do conjunto final considerando apenas as engrenagens e os eixos foi de  $m = 20,5$  kg, enquanto para os componentes correspondentes da caixa de redução atual a massa é de  $m = 8,2$  kg, o que significa que o aumento foi de aproximadamente 250%. Isto se dá pelo fato de que neste projeto foi utilizado o torque máximo do motor e redução máxima da CVT para o dimensionamento componentes, uma vez que não existem dados suficientes referentes ao comportamento do motor e da transmissão primária durante uma competição.

Como sugestões para projetos futuros, têm-se a diminuição de massa e momento de inércia dos componentes partindo da instrumentação da rotação do motor e da variação da relação da CVT durante uma competição e realizar o gráfico de potência em escala logarítmica para verificar o tempo que o motor fica em determinados intervalos de potência, dessa forma, será possível dimensionar os componentes utilizando a regra de Miner que combina ciclos diferentes atuando no mesmo corpo. Outro ponto que pode ser abordado é a diminuição do tempo de vida dos componentes, que para este caso foi adotado 1000 horas. Assim, certamente as dimensões das engrenagens serão diminuídas para os mesmos coeficientes de segurança.

Outra possibilidade de projeto é o dimensionamento para engrenagens cilíndrica de dentes helicoidais, obtendo assim, uma compactação no tamanho dos componentes e diminuição na massa, momento de inércia e ruído, além do dimensionamento dos rolamentos considerando a viscosidade e contaminação do ambiente de trabalho dos componentes, bem como o projeto da carcaça e retentores.

A partir deste trabalho, pode-se projetar o eixo cardã e o seu acoplamento para transmissão de potência para o eixo dianteiro e assim, possibilitar a tração nas quatro rodas.

Por fim, pode-se concluir que este projeto apresentou uma solução confiável para a preparação do sistema 4x4 para o veículo da equipe Baja UFSCar. Uma planilha eletrônica automática foi desenvolvida para o cálculo dos componentes, que ficará de gestão de conhecimento e ferramenta de desenvolvimento para o time. Esta planilha pode ser facilmente adaptada para utilização em novos projetos.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

- AGOSTINHO, O. L.; RODRIGUES, A. C. S.; LIRANI, J. **Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões**. 2 ed. São Paulo: Blucher, 2020. 370 p.
- BRALLA, J. G. **Design for manufacturability handbook**. 2 ed. New York: The McGraw-Hill Companies, 1999. 931 p.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8 ed. Porto Alegre: Bookman, 2011. 1082 p. (Edição com unidades em SI).
- CVTech-IBC. **Programme de Commandite**. Disponível em: <<http://www.cvtech-ibc.com/client/uploads/24/586293171144319.pdf>>. Acesso em: 31 jan. 2023.
- DUDLEY, D. W. **Gear handbook: the design, manufacture, and application of gears**. New York: McGraw-Hill, 1962. 955 p.
- FISCHER, U. et al. **Manuel de tecnologia metal mecânica**. 2 ed. São Paulo: Blucher, 2011. 414 p.
- HAUGEN, E. B.; WIRSCHING, P. H. **Machine design**. New Jersey: Wiley, 1980. 626 p.
- KLEBANOV, B. M.; BARLAM, D. M.; NYSTROM, F. E. **Machine elements: life and design**. Boca Raton: CRC Press, 2008. 456 p.
- KUHN, P.; HARDRATH, H. F. **An Engineering Method for Estimating Notch-Size Effect in Fatigue Tests on Steel**. Washington D. C.: Naca, 1952.
- LINKE, H.; BORNER, J.; HESS, R. **Cylindrical gears: calculation - materials - manufacturing**. Cincinnatti: Hanser, 2016. 872 p.
- MOTT, R. L.; **Elementos de máquinas em projetos mecânicos**. 5 ed. São Paulo: Pearson, 2015. 924 p.
- NIEMANN, G. **Elementos de máquinas – volume 3**. São Paulo: Edgar Blucher, 1971. 184 p.
- NISHIGUCHI, V. A. **Projeto cinemático do sistema de transmissão de um protótipo baja**. 2018. 78 p. Trabalho de conclusão de curso – Engenharia mecânica, Universidade federal de São Carlos, São Carlos, 2018.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 4 ed. São Paulo: Bookman, 2013. 1028 p.
- ORLOV, P. **Fundamentals of machine design – volume 1**. Moscow: Mir Publishers, 1976. 517 p.
- PILKEY, W. D.; PILKEY, D. F. **Peterson's stress concentration factors**. 2 ed. New York: Wiley, 1997. 524 p.
- RESHETOV, D. N. **Atlas de construção de máquinas**. São Paulo: Hemus, 1979. 452 p.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BROWN JR., T. H. **Standard handbook of machine design**. 3 ed. New York: McGraw-Hill, 2004. 1272 p.

STIPKOVIC-FILHO, M. **Engrenagens: geometria e projeto**. Rio de Janeiro: LTC, 2017. 333 p.